



UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
Faculdade de Engenharia Mecânica

LETICIA BIZARRE

**Modelo de lubrificação THD para mancais
segmentados considerando a direção da
espessura de filme e alimentação – Teoria e
Experimento**

CAMPINAS
2019

Leticia Bizarre

Modelo de lubrificação THD para mancais segmentados considerando a direção da espessura de filme e alimentação – Teoria e Experimento

Tese de Doutorado apresentada à Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Estadual de Campinas como parte dos requisitos exigidos para obtenção do título de Doutora em Engenharia Mecânica, na Área de Mecânica dos Sólidos e Projeto Mecânico.

Orientadora: Profa. Dra. Katia Lucchesi Cavalca
Coorientador: Prof. Dr. Gregory Bregion Daniel

ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE À VERSÃO FINAL DA TESE DEFENDIDA PELA ALUNA LETICIA BIZARRE, E ORIENTADA PELA PROF(A). DR(A) KATIA LUCCHESI CAVALCA.

**CAMPINAS
2019**

Agência(s) de fomento e nº(s) de processo(s): FUNCAMP

ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-7595-9388>

Ficha catalográfica
Universidade Estadual de Campinas
Biblioteca da Área de Engenharia e Arquitetura
Elizangela Aparecida dos Santos Souza - CRB 8/8098

B551m Bizarre, Leticia, 1990-
Modelo de lubrificação THD para mancais segmentados considerando a direção da espessura de filme e alimentação - teoria e experimento / Leticia Bizarre. – Campinas, SP : [s.n.], 2019.

Orientador: Katia Lucchesi Cavalca.
Coorientador: Gregory Bregion Daniel.
Tese (doutorado) – Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica.

1. Mancais. 2. Lubrificação. 3. Rotores - Dinâmica. 4. Análise numérica. 5. Rotores - Dinâmica - Métodos experimentais. I. Cavalca, Katia Lucchesi, 1963-. II. Daniel, Gregory Bregion, 1984-. III. Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia Mecânica. IV. Título.

Informações para Biblioteca Digital

Título em outro idioma: THD lubrication model for tilting pad bearings considering the oil film thickness direction and the direct injection - theory and experiment

Palavras-chave em inglês:

Bearings

Lubrication

Rotors - Dynamic

Numerical analysis

Rotors - Dynamic - Experimental methods

Área de concentração: Mecânica dos Sólidos e Projeto Mecânico

Titulação: Doutora em Engenharia Mecânica

Banca examinadora:

Katia Lucchesi Cavalca [Orientador]

Marco Lúcio Bittencourt

Rogério Gonçalves dos Santos

Aldemir Aparecido Cavallini Junior

Carlos Alberto Bavastri

Data de defesa: 26-02-2019

Programa de Pós-Graduação: Engenharia Mecânica

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA
MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE SISTEMAS INTEGRADOS**

TESE DE DOUTORADO

Modelo de lubrificação THD para mancais segmentados considerando a direção da espessura de filme e alimentação – Teoria e Experimento

Autora: Leticia Bizarre

Orientadora: Katia Lucchesi Cavalca Dedini

Coorientador: Gregory Bregion Daniel

A Banca Examinadora composta pelos membros abaixo aprovou esta Tese:

**Profa. Dra. Katia Lucchesi Cavalca Dedini, Presidente
DSI/FEM/UNICAMP**

**Prof. Dr. Marco Lúcio Bittencourt
DSI/FEM/UNICAMP**

**Prof. Dr. Rogério Gonçalves dos Santos
DE/FEM/UNICAMP**

**Prof. Dr. Aldemir Aparecido Cavallini Junior
FEMEC/FEM/UFU**

**Prof. Dr. Carlos Alberto Bavastri
DEMEC/FEM/UFPR**

A Ata da defesa com as respectivas assinaturas dos membros encontra-se no processo de vida acadêmica do aluno.

Campinas, 26 de fevereiro de 2019.

Dedicatória

Dedico esta tese às pessoas mais importantes em minha vida: meus pais, Cássia e Márcio, minhas irmãs, Larissa, Lisandra e Lorena e ao amor da minha vida, Natan.

Agradecimentos

Agradeço inicialmente à Deus por toda a força e determinação durante estes anos de trabalho. Sem ele nada disso seria possível.

Aos meus pais Márcio e Cássia pela criação, exemplos e apoio durante toda a minha vida, bem como pela paciência durante o caminho. Vocês são meu exemplo e base. Às minhas irmãs, Larissa, Lisandra e Lorena pelo companheirismo, conversas e apoio mesmo que à distância.

Ao amor da minha vida, Natan, pelo incondicional apoio, carinho e por todas as discussões e dicas que tanto me ajudaram no desenvolvimento deste trabalho. Obrigada por estar ao meu lado durante esse período da minha vida e por tornar os momentos difíceis um pouco mais doces.

Aos meus avós José e Esmeralda, por serem exemplo de vida e de luta, pelo carinho e orações que sempre me acompanharam. Aos meus avós João e Natalina por mesmo não estando mais em nosso plano, estarem sempre ao meu lado. Eu nunca esquecerei todo o apoio e o amor que me deram.

Aos meus sogros Vera e João por todo o carinho e apoio que sempre me deram durante o trabalho e aos avós que a vida me deu, Maria e João, pelo exemplo de força, dedicação e todo o carinho e oração que sempre dedicaram a mim.

Aos meus colegas de Lamar: Natália Akemi, Laís Carrer, Leandro, Natália Tyminski, Gustavo, Douglas, Carlos, Thales, Leonardo Biagiotti, Laís Bittencourt, Leonardo, Bárbara, Gabriel e Paula, Matheus, André, Augusto, Lucas, Aline, Henrique, Diogo, Felipe e Ricardo pelas conversas, cafés e apoio em todos os momentos em que mais precisei e sem os quais minha experiência não teria sido a mesma.

Aos amigos que a Unicamp me deu: Natália, Marina, Anderson, Bruno e Rafael por mesmo com a distância serem presentes, e pelo apoio e risadas de sempre.

À minha orientadora, Profa. Katia e ao meu coorientador, Gregory, pela paciência, pelas discussões durante o desenvolvimento do trabalho e por me guiarem pelos caminhos da ciência. Agradeço especialmente à Prof. Katia pela jornada e apoio desde a iniciação científica e pela oportunidade que me deu de realizar os testes experimentais do meu doutorado na DTU. Agradeço ao Prof. Ilmar por ter me recebido lá e ter fornecido toda a atenção, gentileza e ajuda possível. Agradeço ao Nikolaj e à Mathilde por me receberem em sua casa nos primeiros dias na Dinamarca e todas as instruções e ajuda que me deram. Também agradeço aos meus companheiros de container: Nasrin, Jia, Alba, Scott, Mario, Liu, Daniele, Vicen, Shao e Sayantan pela companhia, atenção e ensinamentos neste período que passei na DTU.

À PETROBRAS, FUNCAMP e CAPES pela ajuda financeira prestada a este trabalho.

“Se você tem conhecimento, deixe os outros acenderem as suas velas nele. ”

Margaret Fuller

Resumo

O estudo de máquinas rotativas se destaca no contexto de sistemas e estruturas devido à significativa quantidade de fenômenos típicos na operação desses equipamentos com ampla aplicação industrial em bombas, turbinas, geradores e compressores, por exemplo. Dentro deste contexto, estão inseridos os mancais segmentados (*tilting-pads journal bearings*) que oferecem reconhecida estabilidade ao sistema do rotor devido às suas características de amortecimento e rigidez. Inserido neste escopo, encontra-se o tema deste trabalho que tem por objetivo estudar o modelo de lubrificação termohidrodinâmica (THD), considerando o sentido de espessura de filme e a flexibilidade do pivô, com reposição ativa nos segmentos de forma a melhorar a capacidade de carga, reduzir a temperatura de operação e, assim, melhorar características inerentes ao funcionamento de máquinas rotativas. A modelagem da lubrificação, alimentando diretamente cada segmento usando um tubo de injeção central, permite avaliar a influência no comportamento do filme de óleo na superfície do mancal em função, por exemplo, de pressão e temperatura e seus efeitos no comportamento dinâmico do sistema. Outra análise realizada foi a influência da flexibilidade do pivô nos coeficientes de rigidez e amortecimento do sistema, assim como das características do filme de óleo entre eixo e segmento.

Palavras chave: mancais, lubrificação, rotores – dinâmica, análise numérica, rotores - dinâmica - métodos experimentais

Abstract

The study of rotating machines stands out in the context of systems and structures due to the significant number of typical phenomena in the operation of this equipment with wide industrial application in pumps, turbines, generators and compressors, for example. Within this context, tilting-pads journal bearings are inserted, which offer recognized stability to the rotor system due to its damping and stiffness characteristics. The aim of this study is to investigate the thermohydrodynamic (THD) lubrication model, considering the film thickness direction and the pivot flexibility, with active replacement in the segments in order to improve the load capacity, reduce the operating temperature and, thereby improving characteristics inherent in the operation of machines, which apply this type of bearing. The modeling of lubrication, directly feeding each segment using a central injection tube, allows to evaluate the influence on the behavior of the oil film on the surface of the bearing due to, for example, pressure and temperature and its effects on the dynamic behavior of the system. Another analysis was the influence of the flexibility of the pivot on the stiffness and damping coefficients of the dynamic system as well as the characteristics of the oil film between shaft and segment.

Keywords: bearings, lubrication, rotors – dynamic, numerical analysis, rotors - dynamic - experimental methods

Lista de Ilustrações

Figura 1 – (a) Ilustração do sistema de funcionamento de centrais hidroelétricas [Adaptado de U.S. Army Corps of Engineers (2019)], (b) Exemplos de turbinas a gás [Website Siemens (2019)].	24
Figura 2 – Foto de um segmento de mancal axial que falhou devido a altas temperaturas na região de saída de fluido [Website Grupo Osborne Engineering (2019)].	26
Figura 3 – (a) Sistemas de referência e características geométricas para o mancal segmentado em estudo, (b) Sistema de referência móvel no segmento, (c) Esquema da excentricidade do eixo, (d) Localização e propriedades geométricas do furo de injeção.....	42
Figura 4 – Classificação da forma de aplicação de carregamento no mancal segmentado.	43
Figura 5 – Esquema da folga radial nominal e da folga radial de montagem.	43
Figura 6 – Representação esquemática dos tipos de pivô: (a) pivô de balanço, (b) pivô de flexão (c) pivô esférico [Adaptado do website da Waukesha Bearings (2019)].	46
Figura 7 – Esquema da rigidez do pivô no sistema do mancal segmentado.	47
Figura 8 – Esquema do furo de injeção no segmento e dos perfis de velocidade do fluido nas direções x (u), y (v), z (w), [Adaptado de Nicoletti (1999)].	49
Figura 9 – (a) Esquema da malha computacional para a determinação da pressão e (b) Malha computacional no plano xz com detalhes dos volumes das bordas.	51
Figura 10 – (a) Representação esquemática do domínio do furo (azul) e do centro do furo (vermelho).	54
Figura 11 – (a) Esquema da transformação da malha não uniforme do plano físico para o plano uniforme computacional.	56
Figura 12 – (a) Representação da condição de mistura entre os segmentos, (b) Esquema das condições de contorno para o filme de óleo: 1 – Temperatura de mistura, 2 – Temperatura do eixo, 3 e 4 – Adiabática, (c) Esquema da malha integrada durante a resolução da equação de energia.	61

Figura 13 – Esquema do fluxo passando pelo canal do furo no segmento do mancal e suas principais propriedades geométricas.	63
Figura 14 – Sistema referencial inercial e solidário ao segmento.	68
Figura 15 – Fluxograma das etapas desenvolvidas durante a resolução da lubrificação THD no mancal segmentado.....	69
Figura 16 – Bancada para testes em mancais segmentados radiais com os seguintes componentes principais: (1) Servo válvula, (2) Motor elétrico, (3) Placa de aquisição D-space, (4) Tubo de distribuição de óleo em baixa pressão, (5) Braço metálico, (6) Encoder para medição da rotação do eixo, (7) Display para controle de rotação, (8) Central de conexões e cabos dos sensores e placa de aquisição, (9) Tanque de óleo de reposição, (10) Botões de liga e desliga dos sistemas de óleo de baixa e alta pressões, (11) Pesos para aplicação de carga estática, (12) Sensores de deslocamento e de carga, (13) Condicionador de sinal, (14) Bomba de óleo.	73
Figura 17 – Fotografias do segmento (a) com a posição indicada dos dois termopares utilizados para a medição de temperatura, (b) parte inferior do segmento, (c) lateral do segmento.....	74
Figura 18 – Fotografia com a indicação das posições dos sensores de deslocamento (1, 2 e E) e do sensor de força (E).	74
Figura 19 – Esquema da bancada de testes para mancais segmentados.....	75
Figura 20 – Esquema da semelhança de triângulos aplicada para transladar as medidas da extremidade do braço para o centro do mancal.	76
Figura 21 – (a) Gráfico com a variação do tempo de simulação com o aumento do número de volumes e (b) Gráfico com a resposta simulada da razão de excentricidade para um caso testado.....	79
Figura 22 – Gráficos de força por deslocamento apresentados no trabalho de Andersen (2017) como resultados para dois valores de folga nominal: (a) 0,00635 m; (b) 0,0127 m e (c) Esquema indicando como são obtidos os parâmetros experimentais de Rigidez do pivô, centro do mancal e folga diametral.....	83

Figura 23 - Gráficos de comparação entre o modelo numérico apresentado no presente trabalho e os dados experimentais obtidos em Andersen (2017) para razão de excentricidade versus número de Sommerfeld: (a) 900 N, (b) 700 N, e (c) 500N.	84
Figura 24 – Gráfico comparativo entre o modelo teórico e o experimento no trabalho de Andersen (2017) e o modelo numérico desenvolvido no presente trabalho.....	86
Figura 25 - Gráficos de comparação entre o modelo numérico apresentado no presente trabalho e os dados experimentais obtidos em Andersen (2017) para as temperaturas dos segmentos inferior e superior variando com a rotação: (a) 900 N, (b) 700 N, e (c) 500N..	87
Figura 26 – Gráficos da distribuição de pressão no filme de óleo na superfície do segmento não considerando a flexibilidade do pivô no modelo numérico. (a) Segmento superior, (b) Segmento inferior.	89
Figura 27 – Gráficos da distribuição de pressão no filme de óleo na superfície do segmento considerando a flexibilidade do pivô no modelo numérico. (a) Segmento superior, (b) Segmento inferior.	89
Figura 28 – Gráficos da distribuição de espessura de filme de óleo e da temperatura na superfície do segmento, para a seção central da direção z, não considerando a flexibilidade do pivô no modelo numérico. (a) Segmento superior, (b) Segmento inferior.....	90
Figura 29 – Gráficos da distribuição de espessura de filme de óleo e da temperatura na superfície do segmento, para a seção central da direção z, considerando a flexibilidade do pivô no modelo numérico. (a) Segmento superior, (b) Segmento inferior.....	90
Figura 30 – Gráfico com a variação de força estática por deslocamento medida na bancada experimental da DTU.	92
Figura 31 – Gráficos de comparação entre o modelo numérico apresentado no presente trabalho e os dados experimentais para a razão de excentricidade versus número de Sommerfeld para diferentes pressões de injeção: (a) 0 bar, (b) 10 bar, e (c) 60 bar.	93
Figura 32 - Gráficos de comparação entre o modelo numérico apresentado no presente trabalho e os dados experimentais obtidos experimentalmente para a razão de excentricidade versus número de Sommerfeld: (a) 0 bar, (b) 10 bar.....	95

Figura 33 – Gráficos representando a distribuição de pressão no filme de óleo na superfície do segmento não considerando a flexibilidade do pivô no modelo numérico e sem pressão de injeção. (a) Segmento superior, (b) Segmento inferior. 96

Figura 34 – Gráficos representando a distribuição de pressão no filme de óleo na superfície do segmento considerando a flexibilidade do pivô no modelo numérico e sem pressão de injeção. (a) Segmento superior, (b) Segmento inferior. 96

Figura 35 – Gráficos representando a distribuição de pressão no filme de óleo na superfície do segmento não considerando a flexibilidade do pivô no modelo numérico e 10 bar de pressão de injeção. (a) Segmento superior, (b) Segmento inferior..... 97

Figura 36 – Gráficos representando o detalhe da superfície do segmento e a distribuição de pressão não considerando a flexibilidade do pivô no modelo numérico e 10 bar de pressão de injeção. (a) Segmento superior, (b) Segmento inferior. 97

Figura 37 – Gráficos representando a distribuição de pressão no filme de óleo na superfície do segmento considerando a flexibilidade do pivô no modelo numérico e 10 bar de pressão de injeção. (a) Segmento superior, (b) Segmento inferior. 98

Figura 38 – Gráficos representando o detalhe da superfície do segmento e a distribuição de pressão considerando a flexibilidade do pivô no modelo numérico e 10 bar de pressão de injeção. (a) Segmento superior, (b) Segmento inferior. 98

Figura 39 – Gráficos representando a distribuição de espessura de filme de óleo e de temperatura na superfície do segmento, para a seção central da direção z, não considerando a flexibilidade do pivô no modelo numérico e sem injeção. (a) Segmento superior, (b) Segmento inferior. 99

Figura 40 – Gráficos representando a distribuição de espessura de filme de óleo e de temperatura na superfície do segmento, para a seção central da direção z, considerando a flexibilidade do pivô no modelo numérico e sem injeção. (a) Segmento superior, (b) Segmento inferior. 100

Figura 41 – Gráficos representando a distribuição de espessura de filme de óleo e de temperatura na superfície do segmento, para a seção central da direção z, não considerando a

flexibilidade do pivô no modelo numérico e com injeção de 10 bar. (a) Segmento superior, (b) Segmento inferior.	100
Figura 42 — Gráficos representando a distribuição de espessura de filme de óleo e de temperatura na superfície do segmento, para a seção central da direção z, considerando a flexibilidade do pivô no modelo numérico e com injeção de 10 bar. (a) Segmento superior, (b) Segmento inferior.	101
Figura 43 – Gráficos dos coeficientes de rigidez (a) e amortecimento (b) com a variação de rotação para o caso 1.	102
Figura 44 – Gráficos dos coeficientes de rigidez (a) e amortecimento (b) com a variação de rotação para o caso 2.	103
Figura 45 – Gráficos dos coeficientes de rigidez (a) e amortecimento (b) com a variação de rotação para o caso 3.	103
Figura 46 – Gráficos dos coeficientes de rigidez (a) e amortecimento (b) com a variação de rotação para o caso 4.	104
Figura 47 – Deslocamentos angulares para os segmentos superior (a) e inferior (b).....	105

Lista de Tabelas

Tabela 1 – Comparação entre as considerações realizadas na modelagem dos mancais segmentados.	40
Tabela 2 – Propriedades geométricas do mancal segmentado, da bancada de testes e do fluido lubrificante utilizado durante simulações e testes.	78
Tabela 3 – Parâmetros numéricos utilizados durante as simulações.	79
Tabela 4 – Descrição das características dos quatro casos testados para a análise de perfis de pressão, espessura de filme e temperatura.	95
Tabela C1 – Resultados numéricos para os coeficientes de rigidez e amortecimento para 500N, 10bar e sem flexibilidade do pivot.....	127
Tabela C2 – Resultados numéricos para os coeficientes de rigidez e amortecimento para 500N, 10bar e com flexibilidade do pivot.....	128
Tabela C3 – Resultados numéricos para os coeficientes de rigidez e amortecimento para 500N, 0bar e sem flexibilidade do pivot.....	128
Tabela C4 – Resultados numéricos para os coeficientes de rigidez e amortecimento para 500N, 0bar e com flexibilidade do pivot.....	129

Lista de Abreviaturas e Siglas

HD	Hidrodinâmico
THD	Termohidrodinâmico
EHD	Elastohidrodinâmico
TEHD	Termoelastohidrodinâmico
CC	Condição de contorno
LOP	“Load on pad”
LBP	“Load between pads”
MVF	Método dos volumes finitos
MDF	Método das diferenças finitas
DTU	Universidade Técnica da Dinamarca
α	Ângulo de deflexão do segmento
β_s	Comprimento do arco do segmento
ε	Razão de excentricidade
γ	Pivotamento
μ	Viscosidade dinâmica
μ_0	Viscosidade de referência do fluido
μ_{inj}	Viscosidade do fluido de injeção
ξ, η	Variáveis para a transformação de coordenadas
ν_{oil}	Viscosidade cinemática
ρ	Densidade
ω	Velocidade angular do eixo
φ	Ângulo entre o sistema referencial inercial e o sistema auxiliar para o

	j-ésimo segmento
Φ	Dissipação viscosa
δ	Deformação
τ_{ry}	Tensão de cisalhamento
$A_p, A_N, A_S \dots$	Coeficientes da equação linearizada de temperatura (numérica)
B	Termo fonte da equação linearizada da pressão e da temperatura (numérica)
$[C]$	Matriz de amortecimento
C_f	Calor específico do óleo lubrificante
C_p	Folga radial usinada
C_b	Folga radial de montagem
d_0	Diâmetro do furo de injeção
e	Excentricidade
F	Força
f_{static}	Força estática aplicada na extremidade do braço
f_{pivot}	Força de reação no pivô
h	Espessura do filme de óleo
h_{max}	Espessura máxima
h_s	Espessura do segmento
J	Jacobiano
$[K]$	Matriz rigidez
k_f	Condutividade térmica do óleo
K_{pivot}	Rigidez do pivô
L	Comprimento do mancal

l_0	Comprimento do canal do furo de injeção
l_1	Distância ao centro do eixo medida a partir de O_1
l_2	Distância à extremidade do braço medida a partir de O_1
$[M]$	Matriz de massa
\dot{M}	Vazão mássica
m	Massa do eixo e do braço
m_p	Fator de pré-carga
N	Número de segmentos
O	Centro (posição central)
O_1	Ponto rotacional do braço
O_2	Ponto de rotação do eixo
OE	Centro do eixo
Om	Centro do mancal
OP	Centro de rotação do pivô
OS	Centro do segmento
P	Pressão no filme de óleo entre eixo e segmento
P_{inj}	Pressão de injeção
Q	Vazão
R	Raio do eixo
R_s	Raio do segmento
S	Número de Sommerfeld
t	Tempo
T	Temperatura
T_{inj}	Temperatura de injeção
U	Velocidade da superfície do eixo

V_{inj}	Velocidade de injeção
u, v, w	Velocidades lineares nas direções x, y e z
W	Carga no mancal
x_0, z_0	Coordenadas do centro do furo de injeção
X, Y, Z	Sistema de coordenadas inercial
x, y, z	Sistema de coordenadas locais
x', y', z'	Sistema de referência móvel com os segmentos

Subscritos

1, 2 ...	Número do segmento
E	Eixo/Volume leste
N	Volume norte
S	Volume sul
W	Volume oeste
x', y', z'	Sistema de referência móvel com os segmentos
e	Fronteira leste
w	Fronteira oeste
n	Fronteira norte
s	Fronteira sul
r	Referente ao rotor
R	Referente à posição no eixo
NE	Referente ao volume nordeste
NW	Referente ao volume noroeste
SE	Referente ao volume sudeste
SW	Referente ao volume sudoeste
x_m, y_m	Referente ao referencial móvel
$Pivot$	Referente ao pivô
oil	Referente ao óleo lubrificante

Sobrescritos

· Derivada temporal

Sumário

1. INTRODUÇÃO	23
1.1. Objetivos e principais contribuições	26
2. REVISÃO DA LITERATURA	28
3. METODOLOGIA.....	41
3.1. Modelagem Teórica	41
3.1.1. Propriedades Geométricas	41
3.1.2 Introdução ao modelo de Lubrificação THD.....	44
3.1.3 Modelagem da espessura de filme e distribuição de pressão	46
3.1.3.1 Flexibilidade do pivô.....	46
3.1.3.2 Equação de Reynolds	47
3.1.4 Distribuição de temperatura	54
3.1.4.1 Transformação de coordenadas para resolução da Equação de Energia	55
3.1.4.2 Expressão para a velocidade de injeção	63
3.1.5 Posição de equilíbrio e coeficientes dinâmicos	67
3.1.6 Cálculo dos coeficientes equivalentes de amortecimento e rigidez	70
4. DESCRIÇÃO EXPERIMENTAL	72
5. RESULTADOS E DISCUSSÕES	77
5.1 Verificação da condição de regime laminar.....	80
5.2 Testes com o sistema de injeção desligado.....	81
5.3 Testes com o sistema de injeção ligado	91
6. CONCLUSÕES.....	107
7. TRABALHOS FUTUROS.....	110
8. BIBLIOGRAFIA	112

ANEXO A - Dedução da equação de Lubrificação de Reynolds para região de injeção	
.....	121
ANEXO B – Propriedades fornecidas pelo fabricante para o óleo ISO VG22	125
ANEXO C – Tabelas dos coeficientes de rigidez e amortecimento	127

1. INTRODUÇÃO

Desde os primórdios de sua existência, a humanidade sempre foi impulsionada pela necessidade de desenvolvimento e constante melhoria de novas ferramentas, formas de produzir e de se relacionar com o meio ambiente. Neste cenário, de busca por contínuas melhorias, quando se aborda o desenvolvimento industrial e de mecanismos, já se passaram três grandes revoluções e quebras de paradigmas, nas quais os meios de produzir foram completamente modificados. Atualmente, a chamada quarta revolução industrial está em andamento e trata-se da convergência tecnológica nas áreas física, biológica e digital.

Durante este processo de desenvolvimento tecnológico, a ligação entre os conhecimentos de magnetismo e eletricidade foram fundamentais para o surgimento de geradores elétricos que são amplamente usados em todo o mundo até os dias atuais. No Brasil, a matriz energética se baseia na produção de energia elétrica através de plantas hidroelétricas, que aplicam como base esta tecnologia. Segundo o relatório do ministério de minas e energia do ano de 2017, 65,2% da matriz elétrica brasileira é produzida por hidrelétricas. Assim, fica evidente a necessidade de otimizar o processo de geração, transmissão e uso da energia elétrica proveniente desta fonte.

No sistema de geração de energia baseado em hidroelétricas e termoelétricas, os sistemas rotativos são fundamentais e constituem parte do princípio de funcionamento do equipamento, pois utilizam a transformação do movimento da água ou de gases para impulsionar pás de turbinas que giram em conjunto com o sistema eletromagnético e permitem a produção de energia elétrica (Figura 1(a)).

Além disso, os equipamentos horizontais como geradores, turbinas, compressores e turbo máquinas são exemplos fundamentais da aplicação de mancais e são amplamente utilizados mundialmente. As turbinas a gás são aplicadas em diversos setores industriais (Figura 1(b)), como plantas de geração de energia elétrica, indústrias de açúcar e álcool, indústrias químicas, produtoras de óleo e gás, produtoras de papel e indústrias geradoras de energia a partir de resíduos. Os sistemas rotativos destes equipamentos são suportados por mancais e apresentam como desafio o aumento de eficiência e, conseqüentemente, de rotação em seu funcionamento,

tornando a modelagem destes mancais e da lubrificação entre suas partes, fundamental para o aperfeiçoamento do sistema como um todo.

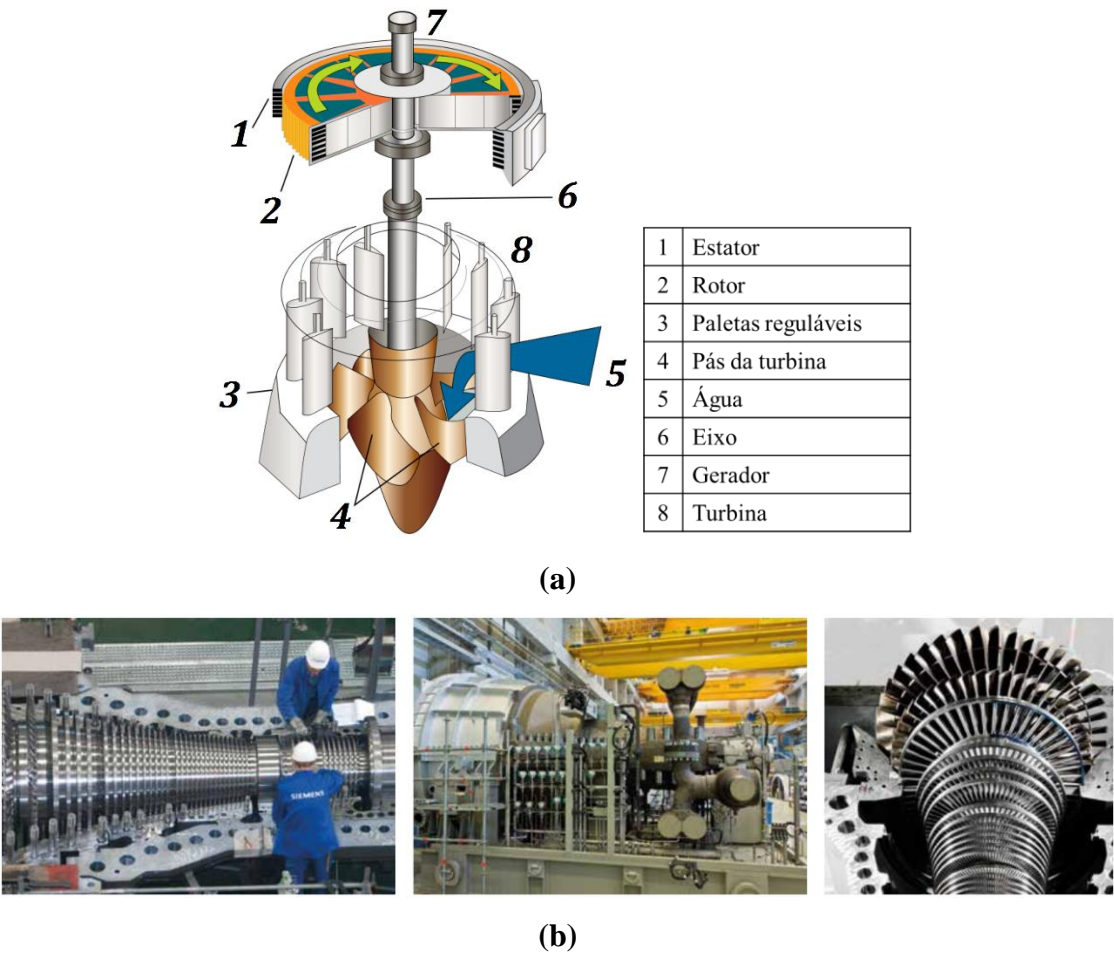


Figura 1 – (a) Ilustração do sistema de funcionamento de centrais hidroelétricas [Adaptado de U.S. Army Corps of Engineers (2019)], (b) Exemplos de turbinas a gás [Website Siemens (2019)].

Neste contexto de aplicação de sistemas rotativos, se insere o uso de mancais para permitir o movimento relativo entre as partes fixas e móveis do equipamento. Os mancais costumam ser divididos em duas categorias principais, conforme o tipo de contato entre as partes: os mancais de elementos rolantes, os mancais deslizantes e os mancais sem contato entre as superfícies (magnéticos).

Para os mancais de elementos rolantes o contato ocorre entre as pistas e os elementos (esferas, rolos, agulhas e outros formatos) apresentam um baixo atrito no contato, porém oferecem maior instabilidade em altas rotações. Os mancais deslizantes têm seu contato entre

as superfícies que deslizam uma sobre a outra e, usualmente, apresentam uma camada de fluido entre elas. Um tipo bastante usado deste tipo de mancal é o hidrodinâmico que depende de uma lubrificação contínua (por injeção ou auto induzida) e esta fina película de óleo entre o munhão e o mancal proporciona um baixo desgaste e atrito. Entretanto, neste tipo de mancal podem surgir instabilidades auto-induzidas pela lubrificação em altas velocidades, como também pode ocorrer o acoplamento cruzado na rigidez e no amortecimento entre duas direções diferentes de movimento. O acoplamento pode ser reduzido alterando a geometria do mancal para um formato mais ovalizado.

Dentro do grupo de mancais deslizantes, os que mais se adequam ao uso em sistemas rotativos usados em hidroelétricas são os mancais segmentados, que se apresentam como uma opção de projeto avançado para reduzir os efeitos de instabilidade e os problemas associados aos mancais hidrodinâmicos. Este tipo de mancal contém segmentos apoiados em pivôs que permitem uma suave movimentação angular dos mesmos, e que cada um deles se adeque ao movimento do eixo e encontre sua própria posição de equilíbrio. Desta forma, o estudo destes mancais busca aprimorar o contato entre os segmentos e o eixo, refletindo em melhores condições de operação e tempo de vida. Como a geometria destes mancais é pré-definida, uma vez determinada em projeto, uma possível fonte de melhorias e ajuste das propriedades do mancal é o estudo do filme de lubrificante que faz a interface entre os segmentos e eixo.

O conhecimento sobre a lubrificação no contato é fundamental para o desenvolvimento de mancais de deslocamento e seus principais tipos são: hidrodinâmica (HD), termohidrodinâmica (THD), elastohidrodinâmica (EHD) e termoelastohidrodinâmica (TEHD). Os tipos que levam no nome “elasto” consideram a deformação no contato, enquanto que os denominados “termo” consideram a influência das variações de temperatura no regime de lubrificação. Para o presente trabalho, o regime de lubrificação em estudo é termohidrodinâmico (THD), por serem fundamentais, para o estudo do filme de lubrificante, as variações de viscosidade geradas pelas alterações de temperatura ao longo da operação e ao longo do segmento.

O controle de temperatura de mancais segmentados é fundamental para reduzir as falhas causadas por este parâmetro. A Figura 2 contém uma ilustração de um segmento em falha devido à alta temperatura. Além da lubrificação, para os mancais segmentados, outra ferramenta pode permitir a modificação de parâmetros do sistema em operação: a injeção de fluido frio

diretamente no centro do segmento ou na entrada do fluxo de óleo. Esta ferramenta permite resfriar o fluido em movimento pelo contato entre segmento-eixo e, assim, alterar a distribuição de viscosidade de trabalho, temperatura média de operação e, conseqüentemente, comportamento dinâmico do sistema rotativo no qual está sendo usado, se mostrando uma opção de projeto para realizar modificações nas condições de operação do mancal e, por conseguinte, do rotor no qual está inserido. Alguns trabalhos utilizam a injeção direta para atuar no mancal, gerando forças que reduzem a carga total aplicada no segmento e, desta forma, geram menores pressões de trabalho.



Figura 2 – Foto de um segmento de mancal axial que falhou devido a altas temperaturas na região de saída de fluido [Website Grupo Osborne Engineering (2019)].

1.1. Objetivos e principais contribuições

Considerando o cenário de aplicação apresentado, o presente trabalho tem como principal objetivo utilizar a modelagem termohidrodinâmica (THD) de lubrificação no contato entre segmentos e eixo de mancais segmentados, juntamente à introdução de um furo circular de injeção direta no centro do segmento, considerando, no modelo computacional desenvolvido, a direção da espessura do filme, que normalmente é negligenciada nos modelos atuais de injeção direta. Também será considerada a flexibilidade de cada um dos pivôs que apoiam os segmentos. Para a validação da modelagem foram realizados experimentos em bancada de teste de mancais segmentados para verificar o comportamento do sistema e comparar com a modelagem teórica. Ressalta-se que os testes numéricos realizados se basearam na bancada de testes disponíveis e que o modelo numérico desenvolvido é flexível e aceita diferentes

configurações de mancais segmentados (LOP, LBP, número de segmentos e outros parâmetros) e também pode simular diferentes flexibilidades para os pivôs e diferentes parâmetros para o sistema de injeção.

Desta forma os principais passos deste trabalho foram:

- Considerar no equacionamento do filme de óleo sob lubrificação THD, para o cálculo de pressão e temperatura, o furo circular de injeção no centro do segmento, levando em consideração a flexibilidade do pivô que suporta os segmentos e para o balanço de energia as três direções do mancal: espessura do filme de óleo (radial), axial e circunferencial;
- Ajustar os parâmetros numéricos de forma a alcançar a convergência do modelo;
- Realizar testes em bancada que evidenciem a coerência do modelo THD com injeção direta central no segmento após a consideração da direção da espessura;
- Verificação da influência da inclusão da injeção direta no segmento nos coeficientes de rigidez e amortecimento do mancal e distribuições de pressão e temperatura;
- Comparar o comportamento do mancal com injeção direta àquele segmentado tradicional e verificar como a flexibilidade do pivô influencia nas características do filme de óleo e, consequentemente, no comportamento dinâmico do mancal.

2. REVISÃO DA LITERATURA

As novas tecnologias e a otimização de processos e produtos buscam tornar as máquinas e equipamentos cada vez mais confiáveis, seguros e eficientes, gerando, desta forma, menores tempos de produção, menores custos e perdas, assim como menos acidentes durante o funcionamento destes equipamentos. Dentro deste contexto, as Revoluções industriais representaram importantes quebras de paradigmas e transformações profundas na forma de produzir e nos produtos finais fabricados.

Durante o processo da primeira revolução industrial, em meados do século XVII, verificou-se que um dos grandes problemas que afetavam as máquinas, e consequentemente todo o processo produtivo, era o atrito entre as partes do sistema, produzindo perdas energéticas e elevados níveis de temperaturas de funcionamento. Neste cenário, surgiu a necessidade de obter mancais que permitiam o movimento relativo entre as partes do sistema e que operassem em altas rotações com alta capacidade de carga, sem comprometer o sistema devido ao superaquecimento por atrito e sem elevadas perdas energéticas.

Diante da necessidade de melhoria das condições de atrito durante a operação de sistemas, a lubrificação entre as partes passou a ser estudada como possível solução. Pesquisadores buscavam maneiras teóricas e experimentais para aprimorar a capacidade de carga, reduzir o superaquecimento e diminuir as perdas no processo. Assim, o trabalho desenvolvido por Reynolds (1886), que confirmou as pesquisas de Tower (1883, 1885) e Petroff (1883), buscou explicar fenômenos da lubrificação hidrodinâmica e se tornou uma referência para estudos futuros, ampliando os conceitos sobre o tema e determinando a equação diferencial que representa o campo de pressões entre as duas superfícies em movimento. Tower (1883, 1885) verificou a influência do comportamento de mancais no funcionamento das máquinas rotativas e concluiu que o rotor é sustentado pelo mancal e seu fluido lubrificante quando sujeito à um correto movimento de rotação.

A partir dos estudos de Reynolds, diversos autores se dedicaram a estudar a solução da equação proposta para a modelagem de fluidos em diferentes aplicações e o desenvolvimento destas soluções foi impulsionado pelos avanços computacionais de cada período.

Baseando-se em Reynolds, Sommerfeld (1904) publicou uma solução analítica para mancais longos, porém com algumas limitações que, posteriormente, foram estudadas por Ocvirk (1952) que propôs uma solução da equação de Reynolds para mancais curtos, considerando o fluxo circunferencial do mancal reduzido quando comparado ao fluxo na direção axial do eixo.

Com o avanço computacional, a solução da equação de Reynolds passou a ser feita de forma mais eficiente numericamente. Pinkus (1956) aplicou o método de diferenças finitas (MDF) para solucionar a equação de Reynolds, obtendo a distribuição de pressão e possibilitando soluções mais gerais para mancais hidrodinâmicos. Além disso, Pinkus (1959) aplicou sua solução para mancais hidrodinâmicos tri-lobulares.

O estudo de mancais tri-lobulares surgiu da necessidade de aumentar a rotação dos equipamentos, o que para mancais cilíndricos era uma restrição devido ao fenômeno de instabilidade fluido induzida, descoberta por Newkirk (1925). Porém, o desenvolvimento deste tipo de mancal aumentou as possíveis faixas de operação em condições estáveis, mas não eliminou a ocorrência do fenômeno.

Os mancais elípticos multi-lobulares contribuíram para facilitar a localização do limiar de instabilidade em rotações mais elevadas, aumentando a excentricidade efetiva (Childs (1978)) enquanto que os mancais segmentados apresentariam como vantagem a capacidade de minimizar os coeficientes cruzados de rigidez e amortecimento, eliminando desta forma, as forças de fluido de filme que agem tangencialmente ao fluxo, aumentando o limiar de instabilidade (Glienicke (1987)).

Desta forma, os mancais tri-lobulares representaram um grande avanço na época, permitindo elevar as rotações das máquinas. Porém, suas limitações em eliminar o comportamento de instabilidade fluido induzida geraram os estudos que desencadearam o desenvolvimento dos mancais segmentados. Diferentemente dos mancais de geometria fixa, os mancais segmentados apresentam melhor condição de estabilidade, pois permitem uma movimentação angular dos segmentos (apoiados sobre pivôs) o que reduz drasticamente os fenômenos de vibração fluido induzida, se mostrando assim, como uma solução para evitar a ocorrência do fenômeno.

Boyd e Raimond (1958) mostraram que era possível dobrar as velocidades de operação a partir da aplicação de mancais segmentados sem a ocorrência de instabilidade fluido induzida, publicaram uma série de gráficos de projeto para aplicação destes mancais com comprimento finito e estes resultados foram obtidos pela solução numérica da equação de Reynolds.

Utilizando como modelo base para estudos avançados em mancal segmentado, os trabalhos de Lund (1964, 1984, 1987) se tornaram fundamentais para a análise de características dinâmicas destes mancais, permitindo determinar os coeficientes de amortecimento e rigidez a partir de características dinâmicas de um dos segmentos, considerando cada um deles individualmente. O método foi denominado Método da Montagem dos Segmentos e a partir deste método, Lund determinou os coeficientes dinâmicos de diversos mancais segmentados, o que permitiu verificar o comportamento dos parâmetros de pré-carga, relação L/D e inércia do segmento. A partir de seus estudos, foi possível verificar que o aumento da pré-carga e da relação L/D tendem a aumentar os coeficientes dinâmicos diretos, melhorando a condição de estabilidade do mancal. Também foi possível analisar que mancais com segmentos montados simetricamente em relação à força de aplicação, e considerando segmentos com inércias desprezíveis, apresentavam coeficientes cruzados praticamente nulos. Desta forma, caso sejam consideradas as inércias dos segmentos, os termos cruzados devem ser considerados.

O próximo trabalho que exerceu grande influência na área de mancais segmentados foi o de Allaire (1981) que propôs uma nova forma de calcular os coeficientes dinâmicos na forma completa, o que permitiu, como sua maior contribuição, verificar a influência do grau de liberdade de cada segmento e, em seguida, analisar a condição de estabilidade do sistema mancal-rotor. A principal diferença entre os métodos (Allaire e Lund) é que Allaire não reduziu os coeficientes dinâmicos para o armazenamento das características dinâmicas do segmento, determinando os coeficientes dinâmicos na forma completa e a força resultante para uma determinada faixa de excentricidade do eixo e, então, armazenando as características dinâmicas do segmento.

Lie et al. (1989) e Flack e Zuck (1988) estudaram a ocorrência de instabilidades, o primeiro realizando análise numérica e experimentos em mancais segmentados com diferentes configurações de carga (*Load on pad* – LOP e *Load Between Pads* – LBP) e o segundo, verificando sua ocorrência com diferentes condições de operação (deformações, excitações ou variações de viscosidade do filme de óleo, por exemplo).

Brockwell et al (1989) apresentaram uma predição e resultados experimentais dos coeficientes de rigidez e amortecimento para um mancal segmentado de cinco segmentos, variando a rotação e o nível de força. A análise levou em consideração a flexibilidade do pivô, que foi escrita em função da carga, usando o contato linear como mostrado em Kirk (1988). O trabalho de Brockwell et al (1989), mostrou o comportamento dos coeficientes diretos com as variações de carga estática aplicada na direção radial, e também mostraram que a consideração da flexibilidade do pivô gera uma melhoria da predição dos coeficientes de amortecimento, principalmente em altas cargas de funcionamento.

Nicholas (2003) publicou uma revisão sobre o estado da arte de modelos desenvolvidos para a obtenção de características dinâmicas de mancais hidrodinâmicos segmentados. A partir do trabalho de Lund (1984), descreve os avanços que foram introduzidos ao modelo, como a consideração de efeitos de turbulência (Orcutt (1967)) e a consideração dos segmentos como arcos independentes (Branagan (1988); Knight e Barret (1988); Kim et al. (1995)). Sua revisão também discute os efeitos da pré-carga do mancal e ressalta a importância do método desenvolvido por Lund (1984), amplamente utilizado nas últimas quatro décadas. Além desta revisão, Nicholas (2005) descreveu os parâmetros geométricos para o projeto de mancais segmentados, delineando condições de operação e relacionando com valores recomendados de rotação, carga e máxima temperatura de operação. Também foram discutidos o deslocamento da posição do pivô (pivô offset), a relação L/D , a folga radial e métodos de redução da temperatura de operação dos mancais, debatendo, inclusive, o posicionamento para os sensores de temperatura no mancal.

Para demonstrar a diferença entre os coeficientes na forma completa e na forma reduzida, Yan et al. (2010) desenvolveram um modelo analítico e aplicaram o método de Newton Raphson para sua solução. O modelo determina a posição de equilíbrio do conjunto eixo-segmentos e os coeficientes dinâmicos de cada segmento, para, na sequência, determinar os coeficientes dinâmicos na forma completa e reduzida. Tal estudo permitiu verificar a diferença entre o método completo e o reduzido, se tornando relevante para o estudo de estabilidade e frequência natural amortecida de um sistema de rotor rígido suportado por mancais segmentados, mostrando que o modelo reduzido gera uma condição superestimada de estabilidade.

Após Nicholas (2003), Dimond et al (2011) desenvolveram uma revisão da teoria de mancais hidrodinâmicos segmentados, apresentando também o estado da arte, o desenvolvimento dos modelos a partir da forma clássica da equação de Reynolds e da abordagem de fluxo médio. Para esta abordagem, o trabalho empírico de Hirs (1973) foi comparado a teoria de comprimento de mistura, elaborada por Constantinescu (1967). Além disso, foi apresentada a metodologia de modelagem do mancal segmentado, mostrando o equacionamento usado para a consideração da dinâmica do segmento e quando é considerado o modelo reduzido. A redução dos coeficientes dinâmicos também foi abordada, relacionando-se à influência da frequência vibracional do sistema, podendo esta redução ser síncrona ou não síncrona. Também tratou-se da aplicação da termoelastohidrodinâmica em mancais segmentados, na qual a equação de Reynolds era resolvida juntamente da equação de Energia.

Considerando um sistema rotor-mancal flexível, Zhang, Xie e Qiu (1992a, 1992b) estudaram a identificação dos coeficientes dinâmicos de mancais hidrodinâmicos. Tais coeficientes foram identificados por meio do ajuste da resposta em frequência, excitando o sistema por impulso e obtendo-se oito coeficientes dinâmicos, sendo quatro de rigidez e quatro de amortecimento. O critério utilizado foi o de mínimos quadrados.

Inicialmente, Zhang et al. (1992a), apresentaram um método utilizado para a identificação no domínio da frequência, avaliando a confiabilidade do método, assim como a sua robustez, considerando distúrbios nos sinais, como ruído branco, erro de amplitude, erros de fase e respostas desbalanceadas. Utilizaram simulações numéricas, possibilitando avaliar a influência destes ruídos na estimativa numérica dos parâmetros, mostrando que de todos os ruídos testados, o erro de fase e a resposta com desbalanceamento residual foram os que exerceram maior influência na determinação dos coeficientes calculados, devendo assim, serem devidamente eliminados dos sinais de vibração medidos do sistema. Os coeficientes que foram estimados, aplicando a metodologia proposta, mostraram uma boa coerência com os coeficientes teóricos. Um segundo estudo publicado por Zhang et al. (1992b), aplicou o método proposto anteriormente, buscando estimar experimentalmente os coeficientes do mancal. A bancada de testes era composta por um rotor de disco centrado apoiado em dois mancais hidrodinâmicos simétricos. O sistema era excitado por um impulso no disco e com as medidas de deslocamento nos mancais era possível aquisitar os sinais para realizar a filtragem, obtendo a resposta em frequência experimental. A partir desta resposta, foi possível o ajuste pelo critério

de mínimos quadrados, obtendo os coeficientes dinâmicos estimados para o filme de óleo, que se mostrou coerente com os coeficientes teóricos.

Tieu e Qiu (1994) também trabalharam com a identificação de coeficientes dinâmicos dos mancais hidrodinâmicos. Foi desenvolvido um método de identificação experimental dos coeficientes (rigidez e amortecimento) que utilizava as respostas do rotor ao desbalanceamento. A bancada de testes era composta por um rotor com dois discos suportados por dois mancais hidrodinâmicos. Desta forma, eram aplicadas massas desbalanceadas conhecidas em posições angulares conhecidas nos discos do rotor e, na sequência, eram obtidas as respostas ao desbalanceamento do sistema, identificando quatro coeficientes de rigidez e quatro de amortecimento do mancal, para cada um deles. Este método apresentava uma vantagem importante que era a facilidade de aplicação em mancais de grande porte, eliminando a necessidade de aplicação de sistemas de alta potência para a excitação do sistema completo, sendo apenas inseridas massas desbalanceadas pré-definidas, facilitando a identificação destes parâmetros. O método foi comparado à resultados experimentais da literatura e com resultados numéricos, apresentando boa correlação e robustez na aplicação do método.

Três anos mais tarde, Qiu e Tieu (1997) apresentaram um novo método para a identificação dos coeficientes dinâmicos dos mancais hidrodinâmicos e, diferentemente do método anterior, este utilizava as respostas ao impulso aplicadas ao sistema do rotor. O procedimento foi similar ao trabalho anterior, porém, ao invés de aplicar um método de mínimos quadrados a partir das respostas ao desbalanceamento do rotor, o estimador linear utilizava respostas ao impulso nas direções vertical e horizontal do rotor. Novamente, os coeficientes identificados foram aplicados para avaliar o comportamento dinâmico do sistema e verificou-se uma boa estimativa entre os resultados experimentais e os calculados. Ademais, como foi testada uma ampla faixa de frequências excitadas pelo impacto, verificou-se a ocorrência do fenômeno de *whirl*, cujas frequências de vibração mostraram uma boa correlação com os valores que foram calculados usando os coeficientes obtidos pelo método, corroborando a teoria de estabilidade linear.

Ha e Yang (1999) investigaram a dependência da frequência de redução com os coeficientes dinâmicos, utilizando uma excitação não-síncrona de um mancal segmentado com carregamento LOP, e Dmochowski (2007) investigou o efeito da flexibilidade do pivô na dependência de frequência dos coeficientes dinâmicos dos mancais.

Zhou et al (2003) também realizou suas pesquisas estudando experimentalmente os coeficientes dinâmicos de mancais hidrodinâmicos. Considerando o domínio do tempo, e aplicando o método dos mínimos quadrados, foi apresentada uma metodologia de identificação experimental dos coeficientes dinâmicos do mancal e o método foi aplicado em uma bancada de testes com um eixo suportado por dois mancais hidrodinâmicos segmentados em suas extremidades e um mancal hidrodinâmico cilíndrico no centro do eixo. Para realizar o carregamento do sistema, a bancada continha três sistemas pneumáticos, no qual o primeiro aplicava um carregamento estático no mancal, enquanto o segundo e o terceiro realizavam um carregamento dinâmico, sendo um para cada dimensão do mancal (coordenadas laterais do rotor). Os resultados deste trabalho mostraram que, com o aumento do carregamento aplicado, os coeficientes dinâmicos do mancal hidrodinâmico tendiam a ser maiores. Também verificou-se que, para excitações de alta amplitude, os resultados de coeficientes apresentavam uma grande dispersão, mostrando os efeitos não lineares no comportamento dos coeficientes, ressaltando que a aplicação de um modelo linear para a condição testada poderia gerar erros expressivos.

Além do desenvolvimento para melhor analisar os coeficientes dinâmicos dos mancais segmentados, também foram realizados esforços para estudar e estimar os efeitos térmicos nos mancais hidrodinâmicos e, em seguida, expandidos para os multi-lobulares e segmentados. As primeiras análises térmicas surgiram da demanda de análise do superaquecimento em funcionamento de mancais hidrodinâmicos devido à perda de energia por atrito e da necessidade de aumento das velocidades de rotação, que geravam o aumento da temperatura e a necessidade de estudo do fluxo de filme de óleo e das variações de viscosidade causadas pelas alterações de temperatura.

Cope (1949) desenvolveu um dos primeiros trabalhos sobre a variação de temperatura do lubrificante, avaliando as variações da distribuição de temperatura, resolvendo a equação de energia de forma simplificada (considerando temperatura constante na direção radial e negligenciando a condução entre superfícies do mancal e do filme de óleo).

Hunter e Zienkiewicz (1960) também estudaram a variação de temperatura do fluido na espessura de filme, aplicando condições de contorno adiabáticas e isotérmicas, cujos resultados mostraram que esta direção poderia ser negligenciada quando comparada aos resultados e análises clássicas, o que, em trabalhos futuros seria demonstrado ser uma conclusão equivocada.

Nesta linha de estudos, o trabalho de Dowson (1962) se tornou um marco para a análise termohidrodinâmica de mancais. Em seu desenvolvimento, apresentou a equação de Reynolds generalizada, que considera a variação de viscosidade e de densidade (fluidos compressíveis) do fluido lubrificante, tanto na direção circunferencial quanto radial e axial. Tal proposta diminuiu o número de simplificações realizadas durante as análises térmicas dos mancais hidrodinâmicos.

Para realizar a solução numérica da equação de Reynolds, além da utilização do método de diferenças finitas (MDF), outros métodos de discretização foram aplicados, como o método dos volumes finitos (MVF). Este método consiste em uma forma de discretização de equações diferenciais parciais, amplamente utilizada em modelagens que envolvem escoamento de fluidos. O MVF realiza um balanço das propriedades do fluido no interior de um volume de controle. No trabalho de Castelli (1968), foi aplicado o método de volumes finitos para a solução da equação de Reynolds para mancais hidrodinâmicos cilíndricos radiais.

Considerando a solução do modelo THD que apresenta as equações de Reynolds e Energia acopladas, e buscando a redução do tempo de processamento computacional da solução numérica, McCallion et al. (1970) desenvolveram um procedimento de solução que resolvia as equações que determinam o campo de pressão e o campo de temperatura separadamente. No modelo proposto, os termos de pressão eram negligenciados na equação da energia e os resultados obtidos foram validados experimentalmente, obtendo resultados satisfatórios, segundo os autores.

Buscando investigar a influência das propriedades térmicas do lubrificante nas condições de operação do mancal, Mitsui e Yamada (1979) mostraram em seus resultados que a velocidade de rotação e as características térmicas do lubrificante podem influenciar a distribuição de temperatura e pressão gerando mudanças no comportamento de sustentação do mancal. Anos mais tarde, Mistui (1982a e 1982b) pesquisou a influência de variações geométricas no comportamento do mancal, mostrando que os resultados numéricos e experimentais para os coeficientes dinâmicos apresentaram uma boa concordância.

Ettles (1980) realizou uma análise TEHD dos mancais segmentados. A análise aplicava a equação de Reynolds generalizada e usava o modelo de turbulência proposto por Constantinescu (1967), e o número de Reynolds local para obter a viscosidade efetiva. A

equação de energia foi resolvida em uma direção e comparada com a solução em duas direções, apresentando um erro máximo de 3,52% para uma razão L/D de 9.9. Os resultados foram comparados aos experimentos de Malcher (1975) para um mancal com quatro segmentos.

Heshmat e Pinkus (1986) estudaram o mecanismo de mistura na entrada do óleo do mancal, obtendo resultados experimentais e equações teóricas para a temperatura de mistura em função dos parâmetros do mancal.

Mais tarde, em 1992, Ettles mostrou uma nova análise THD dos mancais segmentados e comparou os coeficientes reduzidos com aqueles obtidos por Brockwell and Dmochowski (1989). O método aplicado foi o MDF e, neste trabalho, o fenômeno de turbulência foi considerado, assim como as deformações térmicas e mecânicas dos mancais, resultando em uma queda nas rigidezes efetivas e amortecimentos. Os coeficientes dinâmicos foram calculados por excitação síncrona baseada em perturbações na solução de Reynolds. Os resultados dinâmicos e estáticos foram comparados com um experimento e os resultados mostraram uma boa predição qualitativa, sendo possível melhorar os resultados com a inclusão da flexibilidade do eixo na análise.

A partir dos avanços na área de computação e de métodos numéricos, os pesquisadores puderam estudar fenômenos cada vez mais complexos e realizar novas considerações, como feito por Ferron et al. (1983), que consideraram a recirculação do lubrificante, a cavitação e a troca de calor entre o filme de óleo e as paredes do mancal e eixo. O método aplicado foi o de diferenças finitas, cujos resultados apresentaram concordância com aqueles experimentais, obtidos durante o estudo. Boncompain et al. (1986) encontraram resultados consistentes sobre distribuição de temperatura e pressão, realizando novas análises termohidrodinâmicas, considerando os efeitos de recirculação do fluxo de calor e do escoamento reverso na entrada do segmento.

No trabalho de Han e Paranjpe (1990), utilizou-se o MVF para analisar os mancais termohidrodinâmicos o que facilitou a implementação do modelo e permitiu melhorar a precisão e a estabilidade dos resultados a partir da equação de continuidade. Outra contribuição foi verificar a influência significativa da condição de contorno de temperatura na solução, indicando a necessidade de cuidado e refinamento na escolha da mesma.

A partir de estudos do comportamento da temperatura do filme de óleo, diversos trabalhos foram desenvolvidos buscando incluir um canal de lubrificação direta no segmento alterando a distribuição de pressão e temperatura do mancal segmentado. O estudo da modelagem por lubrificação direta em cada segmento do mancal, utilizando o conceito de injeção de fluido lubrificante através de um orifício circular central, permite avaliar a influência dessa configuração no comportamento do filme de óleo na superfície do mancal dependendo, por exemplo, da distribuição de pressão e temperatura e seus efeitos no comportamento dinâmico do sistema. Para esta estratégia, também passou-se a aplicar o conceito de controle ativo do sistema rotativo através da pressurização do fluido dentro do mancal, e sua primeira implementação é atribuída a Ulbrich e Althaus (1989).

Um modelo THD foi desenvolvido utilizando o método de diferenças finitas para resolver as equações de Reynolds e energia acopladas, no trabalho de Santos (1997), que estudou os efeitos térmicos em mancais segmentados. Verificou-se em seu estudo que projetar mancais segmentados usando modelos isotérmicos resultava em um superdimensionamento, pois a pressão calculada pelo modelo era significativamente maior do que a obtida no modelo THD.

Russo (1999) comparou mancais hidrodinâmicos padrão com mancais híbridos (injeção de óleo no centro do segmento) e avaliou numérica e experimentalmente os coeficientes dinâmicos de rigidez e amortecimento, mostrando que a injeção de lubrificante na direção radial altera a distribuição de pressão modificando as características dinâmicas do mancal. Uma bancada de testes foi construída durante o desenvolvimento do seu trabalho, tornando possível o teste de diversos tipos de mancais, e permitiu a identificação de que seria possível variar os coeficientes de rigidez do mancal utilizando a lubrificação híbrida. Quanto aos parâmetros de amortecimento, foram encontradas algumas discrepâncias entre a teoria aplicada e o experimento realizado.

Seguindo a linha de pesquisa de Santos (1997) e Russo (1999), Nicoletti (1999), analisou os efeitos térmicos em mancais segmentados híbridos, analisando a pressão de injeção e a posição dos furos, assim como suas influências na temperatura do mancal, pois os parâmetros se relacionam ao óleo frio do mancal. Além disso, Santos e Nicoletti (1999) desenvolveram um estudo aplicando um mancal segmentado radial sob lubrificação THD com múltiplos furos de injeção avaliando os perfis de pressão e temperatura com o aumento e diminuição da rotação e da pressão de injeção nos furos.

Posteriormente, Haugaard e Santos (2010) desenvolveram um modelo de elementos finitos para o domínio fluido e sólido do mancal ativo, incluindo os efeitos de flexibilidade do segmento e usando um esquema de redução pseudo-modal. Nenhum efeito térmico foi incluído, sendo assim, um modelo em regime EHD foi usado durante o trabalho. Deformações locais hertzianas na superfície do segmento não foram consideradas para a análise. Varela e Santos (2014) acoplaram os modelos previamente expostos, e expandiram o modelo de elementos finitos desenvolvido por Haugaard e Santos (2010), a fim de incluir o aumento da temperatura do funcionamento no eixo e dos segmentos. Além disso, a flexibilidade do pivô foi incluída, aproveitando o esquema de redução pseudo-modal já implementado no modelo.

Avaliando a influência dos efeitos térmicos no modelo do rotor, Daniel et al. (2010) consideraram os coeficientes dinâmicos do mancal através de um modelo dinâmico isotérmico e em seguida, obtidos por meio do modelo THD. O estudo concluiu que as variações de temperatura podem influenciar na frequência natural e vibração do sistema do rotor.

O trabalho de Daniel (2012) contribuiu, em relação ao modelo de Santos (1997) e Nicoletti (1999), levando em consideração a espessura de filme do óleo lubrificante, avaliando os efeitos térmicos e a distribuição de temperatura nesta dimensão (folga). Os coeficientes de rigidez e amortecimento foram calculados a partir da lubrificação HD e THD, verificando a influência dos efeitos térmicos nas características dinâmicas dos mancais segmentados, o que representou uma melhoria nas análises realizadas por Russo (1999). Também foram avaliadas as condições de lubrificação, como a espessura mínima de filme.

Alves (2010) estudou mancais cilíndricos planos e a influência dos efeitos de temperatura nas características dinâmicas destes componentes. Desenvolveu um modelo THD que aplicou MDF para a integração do equacionamento e obtenção das distribuições de pressão, temperatura e coeficientes dinâmicos equivalentes. Verificou em seu trabalho que as variações de temperatura no óleo lubrificante geravam alterações significativas nos coeficientes dinâmicos do mancal hidrodinâmico e, portanto, modificava o comportamento do sistema rotor-mancal.

Nielsen e Santos (2010) projetaram e construíram uma bancada de testes dedicada para testes de mancais segmentados com injeção direta no centro do segmento e uma série de trabalhos seguintes utilizaram esta bancada para verificação da modelagem numérica

desenvolvida. Seu trabalho descreve os sistemas de servo válvulas, a modelagem do controle e a iteração com o sistema hidráulico do mancal.

Varela (2014) desenvolveu um trabalho incorporando melhorias no sistema mecatrônico que controla as servo válvulas de injeção de fluido de óleo no sistema de testes desenvolvido por Nielsen e Santos (2010). Varela (2014) obteve um modelo teórico considerando lubrificação TEHD e modelou o sistema hidráulico associado com o mancal segmentado controlável, comparando seus resultados experimentalmente, avaliando o comportamento estático e dinâmico do mancal operando ativamente devido ao controle hidráulico. Os resultados obtidos em seu trabalho apresentaram melhoria na troca de calor entre fluido e segmentos do mancal devido a injeção de fluido de reposição, e seus resultados numéricos para perfis de temperatura, pressão e posição de equilíbrio se mostraram coerentes com os resultados experimentais realizados.

Pedersen (2016) trabalhou com a bancada desenvolvida por Nielsen e Santos (2010) e realizou uma completa caracterização experimental da servo válvula para atuação no sistema de injeção do mancal. Na sequência, Andersen (2017) testou duas possibilidades de design do furo, uma com o furo aberto injetando óleo diretamente no fluxo de óleo entre eixo e segmento, e outra com um pino no furo que com o fluxo de óleo gerava uma força radial no ponto onde estava posicionado o furo, reduzindo a carga aplicada no pivô que suporta os segmentos. Em seu trabalho, verificou que a solução de injeção direta de fluido obteve melhores condições de temperatura e pressão do mancal, quando comparados aos resultados experimentais.

San Andrés e Li (2015) realizaram uma análise para incluir a flexibilidade do segmento e para prever a estática do mancal segmentado (com três segmentos) bem como seu desempenho (por exemplo, excentricidade do filme e espessura mínima do filme, temperatura do filme fluido, etc.) e seus coeficientes de força dinâmica. Um modelo de elementos finitos do segmento foi acoplado ao modelo de fluxo de filme para determinar a deformação mecânica da superfície do segmento. Os resultados numéricos foram comparados com os testes mostrados por Gaines (2014). Também realizaram a análise dos efeitos das rigidezes dos segmentos e pivôs, da pré-carga da almofada e da orientação da carga no desempenho do mancal segmentado

Suh e Choi (2016) estudaram o projeto do pivot e os efeitos do desalinhamento angular nas três direções do segmento nas características do mancal segmentado. Consideraram o

modelo de lubrificação THD e empregando o movimento nas três direções do segmento e alteraram a fórmula de espessura de filme empregando a variação axial da folga do filme com as inclinações do segmento.

Dentro do contexto descrito, o presente trabalho utiliza a aplicação proposta por Daniel e Cavalca (2013), sobre a consideração da espessura do filme na modelagem da lubrificação, e insere a injeção direta no centro do segmento como estudado por Santos e Nicoletti (1999), a fim de avaliar a influência nos coeficientes do mancal e, posteriormente, no sistema mancal/rotor, assim como verificar o comportamento dos perfis de espessura, pressão e temperatura do filme de óleo.

A Tabela 1 contém um resumo, comparando as considerações e contribuições realizadas nos últimos trabalhos para a modelagem de mancais segmentados, nos estudos apresentados anteriormente, posicionando o presente trabalho e ressaltando as principais diferenças entre os modelos.

Tabela 1 – Comparação entre as considerações realizadas na modelagem dos mancais segmentados.

Modelo	Regime de Lubrificação	Injeção Direta	Integração da energia considerando a espessura de filme	Flexibilidade do pivô
Russo (1998)	HD	✓	✗	✗
Nicoletti (1999)	THD	✓	✗	✗
Varela (2014)	TEHD	✓	✗	✓
Daniel (2012)	THD	✗	✓	✗
Presente trabalho	THD	✓	✓	✓

3. METODOLOGIA

Esta seção apresenta a metodologia desenvolvida para a modelagem teórica do comportamento do mancal segmentado com injeção de fluido no centro do segmento sob lubrificação THD considerando a flexibilidade do pivô e a direção da espessura do filme de óleo na integração da equação de energia.

3.1. Modelagem Teórica

3.1.1. Propriedades Geométricas

O mancal segmentado radial apresenta uma série de características geométricas que são representadas na Figura 3 (a), (b), (c) e (d). Grande parte dos mancais segmentados que são usados na indústria apresentam em torno de quatro ou cinco segmentos, dependendo de suas aplicações. No presente trabalho, dois segmentos (Figura 3 (c)) foram adotados para melhor representar a bancada de testes (Nielsen (2010)), que será posteriormente descrita. A bancada de testes foi usada para a validação experimental do modelo proposto.

As Figura 3 (a) e (b) mostram o raio do eixo (R), o raio do segmento (R_s), a folga radial de montagem (C_b), a coordenada de posição angular do segmento (β), a posição do pivô (φ) no sistema de referência inercial (X,Y,Z), o centro do eixo (OE) e do segmento (OS), a espessura do segmento (h_s), a extensão angular do arco (β_s), o comprimento do segmento (L), o sistema de coordenadas local (x,y,z) e o sistema referencial auxiliar fixo ao segmento (x',y',z'). Além disso, na Figura 3 (c) é representada a excentricidade do eixo (e) e na Figura 3 (d) são ilustrados os parâmetros: diâmetro do furo (d_0), posição do centro do furo (x_0 e z_0) são as coordenadas em x e z ($C_h(x_0, 0, z_0)$) e altura do canal do furo (l_0).

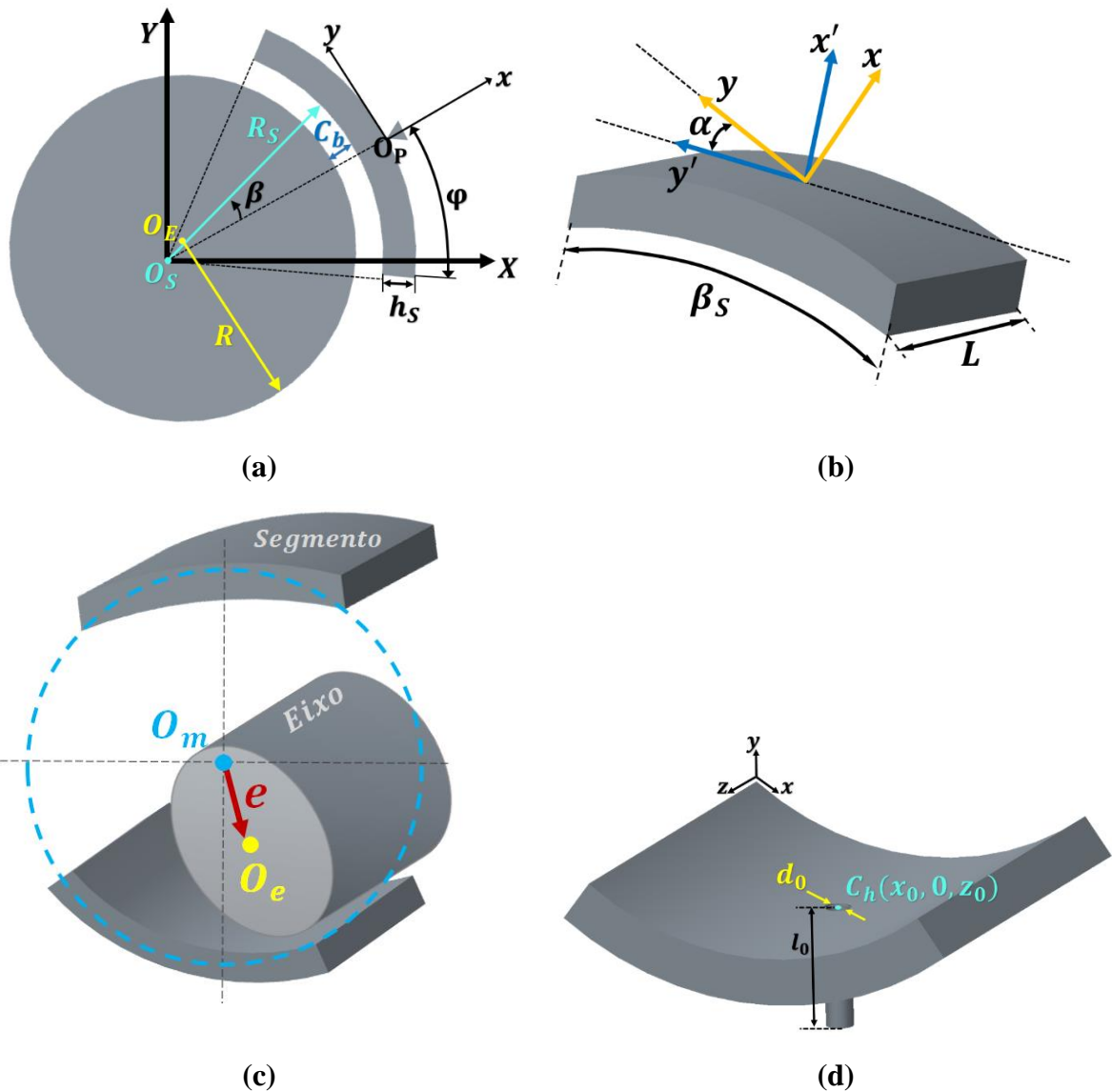


Figura 3 – (a) Sistemas de referência e características geométricas para o mancal segmentado em estudo, (b) Sistema de referência móvel no segmento, (c) Esquema da excentricidade do eixo, (d) Localização e propriedades geométricas do furo de injeção.

Outra característica fundamental na modelagem dos mancais segmentados é a posição de aplicação do carregamento, como mostrado na Figura 4. Quando a carga incide diretamente no segmento inferior é chamada de *load on pad* (LOP) e quando sua aplicação fica entre dos segmentos consecutivos é conhecida como *load between pads* (LBP). No presente trabalho, o tipo de carga aplicada é LOP devido as características construtivas da bancada, que tem um segmento superior e um inferior que apoiam o eixo girante. Nas aplicações de mancais segmentados, a configuração LBP é muito utilizada por permitir uma distribuição de carga mais homogênea entre os segmentos, uma vez que LOP gera cargas maiores nos segmentos

inferiores, o que ocasiona distribuições de temperaturas mais elevadas (menores espessuras de filme).

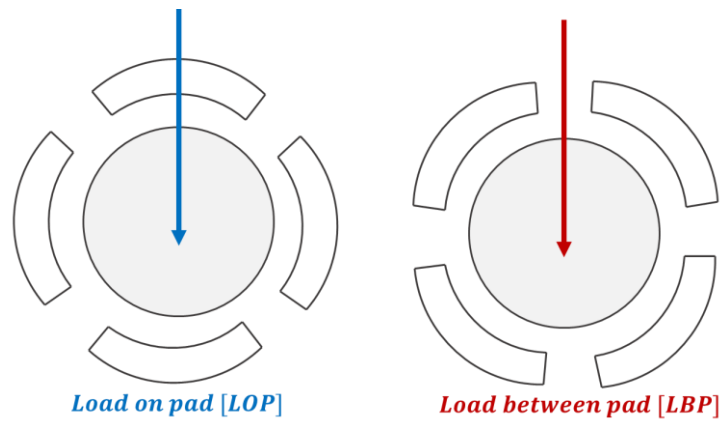


Figura 4 – Classificação da forma de aplicação de carregamento no mancal segmentado.

Também são fundamentais para a análise de mancais segmentados a folga radial e a pré-carga, que se relacionam às características geométricas. A folga radial nominal (C_p) é definida como a diferença entre o raio do segmento (R_s) e o raio do eixo (R) e está indicada na Figura 5 e Equação 1:

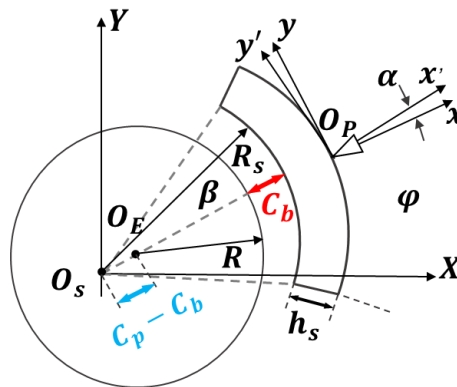


Figura 5 – Esquema da folga radial nominal e da folga radial de montagem.

$$C_p = R_s - R \quad (1)$$

Considerando a folga radial nominal (C_p) em conjunto com a folga radial de montagem (C_b), o fator adimensional de pré-carga (m_p) pode ser determinado pela Equação 2. Os valores típicos de pré-carga tendem a ficar entre os valores 0,2 e 0,6. A norma API 684 de 2005 informa que, com o aumento de pré-carga no mancal, aumenta-se a capacidade de sustentação do mesmo (relacionando-se com a camada de fluido lubrificante) e, ao mesmo tempo, o amortecimento

efetivo é diminuído, revelando uma necessidade de correto ajuste para melhor sustentação, sem comprometer o amortecimento.

$$m_p = 1 - \left(\frac{C_b}{C_p} \right) \quad (2)$$

A distância do centro do eixo ao centro do mancal é conhecida como excentricidade (e) e permite avaliar a posição do eixo dentro do mancal. Utilizando a excentricidade juntamente da folga radial de montagem, obtém-se um parâmetro adimensional conhecido como razão de excentricidade (ε):

$$\varepsilon = \frac{e}{C_b} \quad (3)$$

Outra característica geométrica do mancal é a posição do pivô que apoia o segmento, o qual pode ser localizado no ponto médio da extensão angular do segmento e, desta forma, permite rotação nos dois sentidos, ou podem ser deslocados (*offset* pivô), alterando a cunha formada pelo filme lubrificante e também as propriedades de sustentação do mancal (API 684 (2005)). O pivotamento pode ser calculado pela relação $\gamma = \frac{\varphi}{\beta_s}$, sendo que $\gamma = 0,5$ representa o pivô posicionado na posição central do segmento.

3.1.2 Introdução ao modelo de Lubrificação THD

O modelo de lubrificação termohidrodinâmico (THD) considera em seu equacionamento as variações de temperatura do fluido e também as variações de viscosidade com as diferentes condições de carregamento e rotação do sistema. As equações que modelam o problema THD foram integradas utilizando o MVF e as soluções numéricas utilizam para a busca o Método de Gauss-Seidel e o Método de Newton Raphson (solução do sistema de equações). A linguagem Fortran 90 foi aplicada para o desenvolvimento dos códigos computacionais com o modelo numérico. A seguir são listadas as principais equações, necessárias para descrever a lubrificação entre eixo e segmentos, que serão descritas durante esta seção:

- Equação de espessura de filme
- Equação de Reynolds
- Equação de Energia

- Relação entre viscosidade e temperatura

Inicialmente, para a solução do método numérico, uma distribuição inicial de temperatura é gerada, utilizando como base as temperaturas do eixo e do segmento (impostas usando o experimento como base), e com esta distribuição, as viscosidades são calculadas. Além disso, uma primeira estimativa para a distribuição de pressão e para a posição do centro do eixo é realizada considerando o mancal sob regime de lubrificação hidrodinâmico (HD) (Daniel e Cavalca (2013)). Uma vez calculada uma primeira aproximação, usando o modelo HD, os resultados são aplicados como condições iniciais para a modelagem THD.

Na sequência, a espessura de filme é calculada na solução da distribuição de pressão no filme de óleo, considerando a deformação causada pela flexibilidade dos pivôs. A partir desta distribuição, os perfis de velocidade podem ser obtidos. Para o cálculo do perfil de temperaturas, é imprescindível avaliar as velocidades do fluido, u (direção x), v (direção y), w (direção z) e suas derivadas que são empregadas na equação de energia. A equação de energia pode ser simplificada pelas suposições de densidade (ρ), calor específico (C_f) e condutividade térmica (k_f) do fluido como constantes. A transferência de calor na coordenada axial pode ser negligenciada (Cameron (1951)) considerando que a transferência é muito pequena quando comparada a transferência de calor através do filme e a variação de temperatura na coordenada circunferencial.

Utilizando o perfil de temperatura, as viscosidades podem ser calculadas. Existem diversos modelos de relações entre viscosidade e temperatura, como por exemplo, Roelands, Petroff e, no presente trabalho, a expressão de Walther (1931). Baseando-se na distribuição inicial de viscosidade e nos parâmetros geométricos que permitem o cálculo da espessura de filme, uma solução para o campo de pressão juntamente da temperatura pode ser obtida.

Para cada distribuição de temperatura obtida ao final de uma iteração (espessura – pressão – velocidade – temperatura – viscosidade) é feita uma comparação com os perfis iniciais até que se atinja uma convergência previamente determinada. Ao fim do processo de convergência, a distribuição de pressão é usada para calcular as forças hidrodinâmicas e estas são comparadas às forças de entrada, aplicadas ao mancal. Caso a convergência da força seja obtida, o processo é finalizado, caso não, todo processo iterativo é repetido, gerando novas pressões e temperaturas (a Figura 15 contém um fluxograma que descreve o procedimento iterativo).

3.1.3 Modelagem da espessura de filme e distribuição de pressão

A partir dos parâmetros geométricos apresentados pela Figura 3, a espessura de filme de óleo pode ser calculada pela Equação 4 (a dedução da equação utilizada foi feita vetorialmente no trabalho de Russo (1999)), na qual β é posição angular do segmento, α é o deslocamento angular do segmento, x_R e y_R são as coordenadas da posição do eixo com relação ao sistema de coordenadas local e δ_{pivot} é a deformação adicionada pela consideração da flexibilidade do pivô (em mancais sem essa consideração, este termo é nulo).

$$h(\beta) = (R_S - R) - \{\sin(\beta) [y_S + \alpha(R_S + h_S)] + \cos(\beta) (x_S + R_S - R - C_b)\} + \delta_{pivot} \quad (4)$$

3.1.3.1 Flexibilidade do pivô

Cada um dos segmentos é apoiado em pivôs, que realizam o suporte do segmento e permitem a movimentação angular. A geometria destes pivôs pode apresentar três tipos principais de construção. A Figura 6 apresenta um esquema dos três principais tipos, sendo: (a) pivô de balanço, (b) pivô de flexão e (c) pivô esférico.

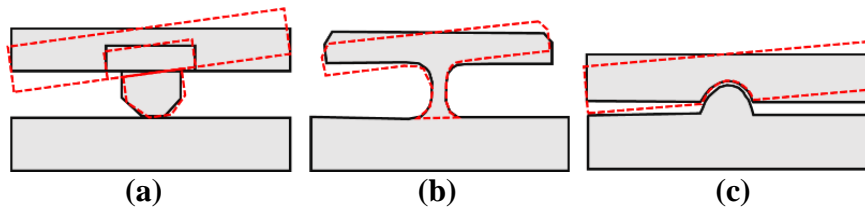


Figura 6 – Representação esquemática dos tipos de pivô: (a) pivô de balanço, (b) pivô de flexão (c) pivô esférico [Adaptado do website da Waukesha Bearings (2019)].

No caso do presente trabalho, o pivô está posicionado no centro do segmento e é do tipo pivô de balanço, como será mostrado na seção que descreve a bancada experimental. O material do pivô é o aço e fornece flexibilidade a todo o sistema do mancal. Esta flexibilidade influencia na espessura de filme lubrificante. Desta forma, o modelo computacional deve contemplar esta flexibilidade para melhor representar o sistema real do mancal segmentado. A Figura 7 mostra um esquema de como a flexibilidade do pivô ($K_{pivot,1/2}$) foi introduzida no subsistema do mancal segmentado.

A deformação resultante do pivô foi incluída como um termo adicional na espessura de filme de óleo, como mostra a Equação 4, influenciando todas as equações do sistema de lubrificação, alterando as propriedades finais calculadas. Para a modelagem da força restitutiva, representada pela flexibilidade do pivô, foi aplicado o modelo de contato linear, assim como apresentado no trabalho de Andersen (2017), e a massa do pivô não foi considerada na modelagem.

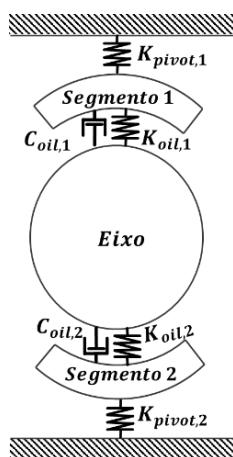


Figura 7 – Esquema da rigidez do pivô no sistema do mancal segmentado.

3.1.3.2 Equação de Reynolds

O trabalho de Reynolds (1886), se tornou base para diversos estudos de lubrificação e sua equação clássica pode ser derivada a partir das equações de Navier-Stokes utilizando as considerações listadas a seguir:

- O fluido é incompressível;
- A viscosidade do fluido é constante ao longo do escoamento;
- As forças de inércia do fluido não são consideradas;
- A espessura de filme é tão pequena que é possível considerar a pressão constante através da folga;
- A curvatura do filme também é desprezível;
- Os efeitos de cisalhamento viscoso predominam, e desta forma a propriedade característica do fluido é a viscosidade dinâmica;
- Na fronteira entre fluido e superfícies não há deslizamentos;

- O escoamento do filme de óleo é considerado laminar, não existindo desta forma, vórtices ou turbulência no interior do mancal;
- Considera-se nula a ação de forças de campo sobre o filme de óleo (campo gravitacional terrestre).

A Equação 5 contém a equação de Reynolds para a descrição do problema hidrodinâmico, na qual: h é a espessura de filme, $P(x, y)$ é a pressão de filme no fluido lubrificante, μ é a viscosidade dinâmica, ω é a velocidade de rotação do rotor, R é o raio do eixo e t é o tempo.

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{\partial P}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{\partial P}{\partial z} \right) = 6\omega R \frac{\partial h}{\partial x} + 12 \frac{\partial h}{\partial t} \quad (5)$$

A versão generalizada da equação clássica de Reynolds (Equação 6), proposta por Dowson (1962), foi aplicada para o modelo de lubrificação THD com a consideração de fluido incompressível e com a viscosidade variando com a temperatura. O termo V_{inj} é adicionado à modelagem devido ao furo de injeção de fluido que será incluído nas considerações do presente trabalho, para casos de mancais segmentados tradicionais, as velocidades na direção y do segmento tendem a zero. A dedução da equação de Reynolds utilizada durante o desenvolvimento do presente trabalho se encontra descrita no Anexo A.

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(F_2 \frac{\partial P}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(F_2 \frac{\partial P}{\partial z} \right) = U \frac{\partial}{\partial x} \left[h - \frac{F_1}{F_2} \right] + \frac{\partial h}{\partial t} + V_{inj} \quad (6)$$

Os termos F_0 , F_1 e F_2 são descritos pelas Equações 7-9 e U é a componente de velocidade tangencial do fluido.

$$F_0 = \int_0^h \frac{1}{\mu} dy \quad (7)$$

$$F_1 = \int_0^h \frac{y}{\mu} dy \quad (8)$$

$$F_2 = \int_0^h \frac{y}{\mu} \left(y - \frac{F_1}{F_0} \right) dy \quad (9)$$

O esquema do modelo do furo de injeção no segmento, aplicado durante o desenvolvimento do presente trabalho, é mostrado na Figura 8. É possível observar o furo com

$$\bar{P} = \frac{P}{6\mu_0\omega\left(\frac{R_s}{h_{max}}\right)^2} \quad (15)$$

$$\bar{t} = t\omega \quad (16)$$

$$\overline{V_{inj}} = \frac{V_{inj}}{\frac{1}{4\mu_{inj}l_0}(P(x,z) - P_{inj})} \quad (17)$$

$$\vartheta = \frac{L}{R_s} \quad (18)$$

As variáveis utilizadas nas equações 10-18 são: o comprimento do arco do segmento (β_s), o raio do segmento (R_s), o comprimento do mancal (L), a espessura máxima de filme de óleo (h_{max}), a viscosidade de referência do fluido (μ_0), a velocidade angular do eixo (ω), o tempo (t), a viscosidade de injeção (μ_{inj}), a velocidade de injeção (V_{inj}), a pressão de injeção (P_{inj}) e o comprimento do tubo que injeta o fluido (l_0).

Substituindo as relações de 10-18 na expressão de Reynolds e nas equações para F_0 , F_1 e F_2 obtemos:

$$\frac{1}{\beta_s^2} \frac{\partial}{\partial \bar{x}} \left(\bar{h}^3 \bar{F}_2 \frac{\partial \bar{P}}{\partial \bar{x}} \right) + \frac{1}{\vartheta^2} \frac{\partial}{\partial \bar{z}} \left(\bar{h}^3 \bar{F}_2 \frac{\partial \bar{P}}{\partial \bar{z}} \right) = \frac{R}{\beta_s R_s} \frac{\partial}{\partial \bar{x}} \left[\bar{h} - \frac{\bar{F}_1}{\bar{F}_2} \right] + \frac{\partial \bar{h}}{\partial \bar{t}} + \overline{V_{inj}} \quad (19)$$

$$\bar{F}_0 = \int_0^1 \frac{1}{\bar{\mu}} d\bar{y} \quad (20)$$

$$\bar{F}_1 = \int_0^1 \frac{\bar{y}}{\bar{\mu}} d\bar{y} \quad (21)$$

$$\bar{F}_2 = \int_0^1 \frac{\bar{y}}{\bar{\mu}} \left(\bar{y} - \frac{\bar{F}_1}{\bar{F}_0} \right) d\bar{y} \quad (22)$$

Para cada um dos segmentos, a Equação 19 é resolvida aplicando-se uma malha em x e z como mostrado nas Figuras 9 (a) e (b). As condições de contorno usadas foram de pressão atmosférica nas fronteiras dos segmentos (pressão hidrodinâmica nula nos contornos do segmento). Os segmentos apresentam um deslocamento angular, o eixo apresenta a excentricidade em x e y e o filme de óleo, uma espessura. Desta forma, com a simulação inicial de um mancal hidrodinâmico, são obtidas as estimativas iniciais para os parâmetros de

deslocamento angular de cada segmento, as excentricidades do eixo e também uma primeira espessura de filme. A partir destes, uma primeira distribuição de pressão é calculada permitindo que seja realizado um balanço de forças hidrodinâmicas no mancal.

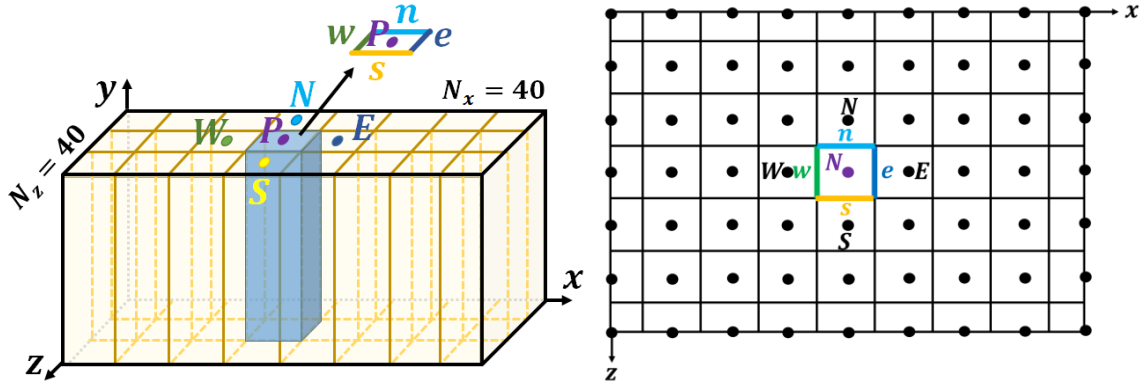


Figura 9 – (a) Esquema da malha computacional para a determinação da pressão e (b) Malha computacional no plano xz com detalhes dos volumes das bordas.

A Equação 19 foi dividida em cinco termos principais para facilitar a resolução pelo método de volumes finitos aplicados em um volume de controle genérico P :

$$\underbrace{\frac{1}{\beta_s^2} \frac{\partial}{\partial \bar{x}} \left(\bar{h}^3 \bar{F}_2 \frac{\partial \bar{P}}{\partial \bar{x}} \right)}_{(A)} + \underbrace{\frac{1}{\vartheta^2} \frac{\partial}{\partial \bar{z}} \left(\bar{h}^3 \bar{F}_2 \frac{\partial \bar{P}}{\partial \bar{z}} \right)}_{(B)} = \underbrace{\frac{R}{\beta_s R_s} \frac{\partial}{\partial \bar{x}} \left[\bar{h} \left(1 - \frac{\bar{F}_1}{\bar{F}_0} \right) \right]}_{(C)} + \underbrace{\frac{\partial \bar{h}}{\partial \bar{t}}}_{(D)} + \underbrace{\bar{V}_{mj}}_{(E)} \quad (23)$$

Os termos de (A) à (E) serão integrados utilizando a variação de pressão nas fronteiras do volume P aproximada pelo esquema de diferenças centrais, como descrito pela Equação 24, para cada uma das fronteiras.

$$\left. \frac{d\bar{P}}{d\bar{x}} \right|_e = \frac{\bar{P}_E - \bar{P}_P}{\Delta \bar{x}} \quad \left. \frac{d\bar{P}}{d\bar{x}} \right|_w = \frac{\bar{P}_P - \bar{P}_W}{\Delta \bar{x}} \quad \left. \frac{d\bar{P}}{d\bar{z}} \right|_n = \frac{\bar{P}_N - \bar{P}_P}{\Delta \bar{z}} \quad \left. \frac{d\bar{P}}{d\bar{z}} \right|_s = \frac{\bar{P}_P - \bar{P}_S}{\Delta \bar{z}} \quad (24)$$

Substituindo o esquema de diferenças centrais e integrando cada um dos termos são obtidas as equações apresentadas a seguir:

(A)

$$\begin{aligned} \int_s^n \int_w^e \frac{1}{\beta_s^2} \frac{\partial}{\partial \bar{x}} \left(\bar{h}^3 \bar{F}_2 \frac{\partial \bar{P}}{\partial \bar{x}} \right) d\bar{x} d\bar{z} = \\ = \frac{1}{\beta_s^2} \frac{\Delta \bar{z}}{\Delta \bar{x}} \left[\left(\bar{h}_e^3 \cdot \bar{F}_{2e} \right) \bar{P}_E - \left(\bar{h}_e^3 \cdot \bar{F}_{2e} + \bar{h}_w^3 \cdot \bar{F}_{2w} \right) \bar{P}_P + \left(\bar{h}_w^3 \cdot \bar{F}_{2w} \right) \bar{P}_W \right] \end{aligned} \quad (25)$$

(B)

$$\begin{aligned} \int_s^n \int_w^e \frac{1}{\vartheta^2} \frac{\partial}{\partial \bar{z}} \left(\bar{h}^3 \bar{F}_2 \frac{\partial \bar{P}}{\partial \bar{z}} \right) d\bar{x} d\bar{z} = \\ = \frac{1}{\vartheta^2} \frac{\Delta \bar{x}}{\Delta \bar{z}} \left[\left(\bar{h}_n^3 \cdot \bar{F}_{2n} \right) \bar{P}_N - \left(\bar{h}_n^3 \cdot \bar{F}_{2n} + \bar{h}_s^3 \cdot \bar{F}_{2s} \right) \bar{P}_P + \left(\bar{h}_s^3 \cdot \bar{F}_{2s} \right) \bar{P}_S \right] \end{aligned} \quad (26)$$

(C)

$$\begin{aligned} \int_s^n \int_w^e \frac{R}{\beta_s R_s} \frac{\partial}{\partial \bar{x}} \left[\bar{h} \left(1 - \frac{\bar{F}_1}{\bar{F}_0} \right) \right] d\bar{x} d\bar{z} = \\ = \frac{R \cdot \Delta \bar{z}}{\beta_s \cdot R_s} \left[\bar{h}_e \left(1 - \frac{\bar{F}_{1e}}{\bar{F}_{0e}} \right) - \bar{h}_w \left(1 - \frac{\bar{F}_{1w}}{\bar{F}_{0e}} \right) \right] \end{aligned} \quad (27)$$

(D)

$$\int_s^n \int_w^e \frac{d\bar{h}}{d\bar{t}} d\bar{x} d\bar{z} = \frac{d\bar{h}}{d\bar{t}} \Delta \bar{x} \Delta \bar{z} \quad (28)$$

(E)

$$\int_s^n \int_w^e \bar{V}_{inj} d\bar{x} d\bar{z} = \bar{V}_{inj} \Delta \bar{x} \Delta \bar{z} \quad (29)$$

Após a substituição de cada um dos termos dados pelas Equações 25-29 na Equação 19, para simplificar o processo de solução, é possível separar os termos da equação integrada e obter a expressão final da seguinte forma:

$$C_P \cdot \bar{P}_P = C_E \cdot \bar{P}_E + C_W \cdot \bar{P}_W + C_N \cdot \bar{P}_N + C_S \cdot \bar{P}_S + B \quad (30)$$

Na qual:

$$C_P = \frac{1}{\beta_s^2} \frac{\Delta \bar{z}}{\Delta \bar{x}} \left(\bar{h}_e^3 \cdot \bar{F}_{2e} + \bar{h}_w^3 \cdot \bar{F}_{2w} \right) + \frac{1}{\vartheta^2} \frac{\Delta \bar{x}}{\Delta \bar{z}} \left(\bar{h}_n^3 \cdot \bar{F}_{2n} + \bar{h}_s^3 \cdot \bar{F}_{2s} \right) \quad (31)$$

$$C_E = \frac{1}{\beta_s^2} \frac{\Delta \bar{z}}{\Delta \bar{x}} \bar{h}_e^3 \cdot \bar{F}_{2e} \quad (32)$$

$$C_W = \frac{1}{\beta_s^2} \frac{\Delta \bar{z}}{\Delta \bar{x}} \bar{h}_w^3 \cdot \bar{F}_{2w} \quad (33)$$

$$C_N = \frac{1}{\vartheta^2} \frac{\Delta \bar{x}}{\Delta \bar{z}} \bar{h}_n^3 \cdot \bar{F}_{2n} \quad (34)$$

$$C_S = \frac{1}{\vartheta^2} \frac{\Delta \bar{x}}{\Delta \bar{z}} \bar{h}_s^3 \cdot \overline{F_{2s}} \quad (35)$$

$$B = \frac{R \cdot \Delta \bar{z}}{\beta_s \cdot R_s} \left[\bar{h}_e \left(1 - \frac{\overline{F_{1e}}}{\overline{F_{0e}}} \right) - \bar{h}_w \left(1 - \frac{\overline{F_{1w}}}{\overline{F_{0e}}} \right) \right] - \left(\frac{d\bar{h}}{d\bar{t}} + \overline{V_{inj}} \right) \Delta \bar{x} \Delta \bar{z} \quad (36)$$

O termo $\frac{d\bar{h}}{d\bar{t}}$ em sua forma adimensional pode ser escrito em função da espessura de filme adimensional e das derivadas parciais de espessura de filme lubrificante com relação às variáveis (x_R , y_R e α), como foi mostrado em detalhe no trabalho de Daniel e Cavalca (2013), obtendo-se a Equação 37. Os termos \dot{x}_R , \dot{y}_R e $\dot{\alpha}$ são as velocidades aplicadas nas variáveis x , y e α no sistema de referências solidário ao segmento.

$$\frac{d\bar{h}}{d\bar{t}} = -\frac{1}{h_{max}\omega} [\cos(\beta) \dot{x}_R + \sin(\beta) \dot{y}_R + \sin(\beta)(R_s + h_s) \dot{\alpha}] \quad (37)$$

A partir do equacionamento descrito anteriormente e utilizando o método de Gauss-Seidel, a distribuição de pressão hidrodinâmica é calculada e torna possível a obtenção das forças hidrodinâmicas que atuam no mancal por meio da integração: $F = \int P(z, x) dA$. Para encontrar o ponto de equilíbrio do eixo, foi aplicado o método de Newton-Raphson. Inicialmente, é considerado o referencial local do mancal para utilizar as pressões obtidas nos segmentos, como mostram as Equações 38 e 39, para as componentes em x e y . A força hidrodinâmica na direção x é representada por F_{xm_j} e na direção y por F_{ym_j} . O termo j refere-se ao número de segmentos e varia de 1 até N , sendo N o valor máximo de segmentos presente no mancal.

$$F_{xm_j} = \int_0^X \int_0^Z P_j(z, x) \cos(\beta_j) dz dx = \sum_{0}^X \sum_{0}^Z P_j(z, x) \cos(\beta_j) \Delta X_j \Delta Z_j \quad (38)$$

$$F_{ym_j} = \int_0^X \int_0^Z P_j(z, x) \sin(\beta_j) dz dx = \sum_{0}^X \sum_{0}^Z P_j(z, x) \sin(\beta_j) \Delta X_j \Delta Z_j \quad (39)$$

Na sequência, com a distribuição de pressão calculada, é possível equacionar e estimar a distribuição de temperatura do filme de óleo.

Durante o procedimento numérico, tanto para a solução da distribuição de pressão, quanto para a distribuição de temperatura (abordada na seção seguinte), foi necessário estabelecer a região da malha (regular) que seria diretamente afetada pelo fluido de injeção, modificando as

equações usadas na resolução do modelo (para volumes externos ao domínio de injeção, as equações não apresentam o termo de velocidade de injeção e voltam ao equacionamento descrito em Daniel e Cavalc (2013)). A Equação 40 contém a inequação que permite delimitar a região do furo. As variáveis x_0 e z_0 são as coordenadas de posição do centro do furo e d_0 o diâmetro do furo. Deste modo, se as coordenadas x e y do volume em análise atendem à inequação, o equacionamento com os termos de V_{inj} é utilizado.

$$(x - x_0)^2 + (z - z_0)^2 \leq \frac{d_0^2}{4} \quad (40)$$

A Figura 10 contém uma representação da forma como é estabelecido o domínio do furo de injeção considerando a malha retangular aplicada.

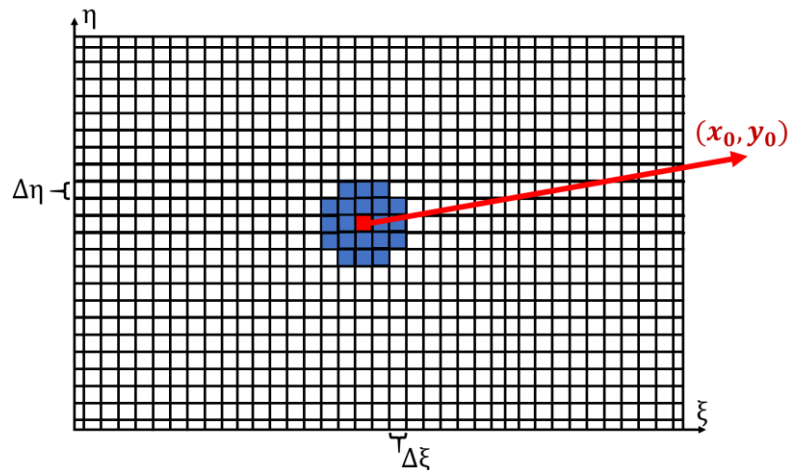


Figura 10 – (a) Representação esquemática do domínio do furo (azul) e do centro do furo (vermelho).

3.1.4 Distribuição de temperatura

A equação da conservação de energia foi utilizada para modelar o cálculo da distribuição de temperatura do filme de óleo do mancal segmentado. Para isto, é fundamental conhecer as suposições realizadas para o escoamento e as condições de contorno do sistema. Durante o presente trabalho, as considerações obtidas do trabalho de Cameron (1951) foram utilizadas para determinar que: como a transferência de calor na direção axial é muito reduzida em

comparação à direção radial, é possível aplicar a Equação de energia na forma bidimensional, como apresentado por Maliska (2004) e Patankar (1980):

$$\rho C_f \left(u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} \right) = k_f \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) + \mu \Phi \quad (41)$$

$$\Phi = 2 \left[\left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 \right] - \frac{2}{3} \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 \quad (42)$$

sendo: T a temperatura, Φ o termo de dissipação viscosa, C_f o calor específico do fluido e k_f a condutividade térmica do fluido.

O termo $\frac{2}{3} \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} \right)^2$ pode ser negligenciado, pois segundo a Equação de Continuidade, para um escoamento incompressível em dado volume no instante t , sabe-se que $\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0$.

3.1.4.1 Transformação de coordenadas para resolução da Equação de Energia

A resolução da equação da energia não é um procedimento trivial por se tratar de uma equação diferencial parcial de difícil solução, tornando necessária a aplicação de métodos numéricos. No caso do presente trabalho, o MVF foi aplicado como método de solução numérica. Um elemento adicional de dificuldade está presente na resolução da equação: a malha que descreve o fluxo não é uniforme devido à variação da espessura de filme ao longo do domínio do comprimento circunferencial. Desta forma, é necessária uma transformação de coordenadas para facilitar a discretização do filme de óleo e transformar a malha não uniforme (plano físico) em uma malha uniforme (plano computacional). Para realizar esta transformação,

a metodologia descrita por Maliska (2004) e Patankar (1980) foi aplicada e essa transformação está esquematizada na Figura 11.

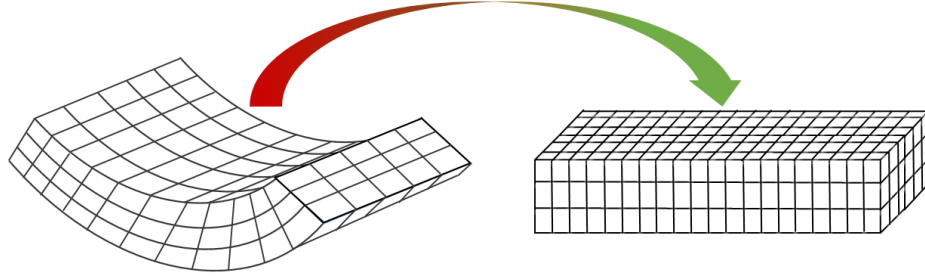


Figura 11 – (a) Esquema da transformação da malha não uniforme do plano físico para o plano uniforme computacional.

As relações de transformação de coordenadas, descrita em Maliska (2004) e Patankar (1980), para as coordenadas do mancal segmentado, são dadas pelas Equações 43 e 44:

$$x = \xi \cdot \beta_s \cdot R_s \quad (43)$$

$$y = \eta \cdot h \quad (44)$$

Como mostrado no trabalho de Maliska (2004), a equação da conservação de energia escrita de forma genérica, utilizando as coordenadas transformadas, é dada pela Equação 45. O termo ϕ representa a propriedade transportada, α , β e γ são componentes do tensor métrico descrito em Maliska (2004), Γ^ϕ representa o produto da difusividade pela massa específica da propriedade transportada, \hat{S} o termo fonte e J é o jacobiano da transformação que tem uma interpretação geométrica importante, sendo a relação entre as áreas do plano computacional transformado pela área do plano físico original.

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial \xi}(\rho \tilde{U} \phi) + \frac{\partial}{\partial \eta}(\rho \tilde{V} \phi) \\ = \frac{\partial}{\partial \xi} \left(\Gamma^\phi J \alpha \frac{\partial \phi}{\partial \xi} - \Gamma^\phi J \beta \frac{\partial \phi}{\partial \eta} \right) + \frac{\partial}{\partial \eta} \left(\Gamma^\phi J \gamma \frac{\partial \phi}{\partial \eta} - \Gamma^\phi J \beta \frac{\partial \phi}{\partial \xi} \right) + \frac{\hat{S}}{J} \end{aligned} \quad (45)$$

$$\tilde{U} = u \left(\frac{1}{J} \frac{\partial \xi}{\partial x} \right) + v \left(\frac{1}{J} \frac{\partial \xi}{\partial y} \right) \quad \tilde{V} = v \left(\frac{1}{J} \frac{\partial \eta}{\partial y} \right) + u \left(\frac{1}{J} \frac{\partial \eta}{\partial x} \right)$$

Considerando a equação de conservação de energia, a propriedade transportada é a temperatura ($\phi = T$), o parâmetro Γ^ϕ é a relação entre a condutividade térmica e o calor específico, U e V são as velocidades nas direções horizontal (ξ) e vertical (η), como

representado na Figura 10, e o termo fonte é representado pelo termo de dissipação viscosa ($S = \frac{\mu}{c_f} \Phi$).

A solução desta equação para um volume genérico de uma malha que passou por transformação de coordenadas é representada na Equação 46 (descrita em Maliska (2004)). Os termos apresentados na equação são: \dot{M} é a vazão mássica (termo advectivo), D os coeficientes do termo difusivo, e, w, n e s são as fronteiras leste, oeste, norte e sul, respectivamente.

$$\begin{aligned} \dot{M}_e \phi_e - \dot{M}_w \phi_w + \dot{M}_n \phi_n - \dot{M}_s \phi_s \\ = \left[D_{11} \frac{\partial \phi}{\partial \xi} + D_{12} \frac{\partial \phi}{\partial \eta} \right]_e - \left[D_{11} \frac{\partial \phi}{\partial \xi} + D_{12} \frac{\partial \phi}{\partial \eta} \right]_w \\ + \left[D_{21} \frac{\partial \phi}{\partial \xi} + D_{22} \frac{\partial \phi}{\partial \eta} \right]_n - \left[D_{21} \frac{\partial \phi}{\partial \xi} + D_{22} \frac{\partial \phi}{\partial \eta} \right]_s + L[\hat{S}]_p \Delta A \end{aligned} \quad (46)$$

na qual, os termos são descritos a seguir:

$$\dot{M}_e = (\rho U)_e \Delta \eta \quad (47)$$

$$\dot{M}_w = (\rho U)_w \Delta \eta \quad (48)$$

$$\dot{M}_n = (\rho V)_n \Delta \xi \quad (49)$$

$$\dot{M}_s = (\rho V)_s \Delta \xi \quad (50)$$

$$D_{11} = \Gamma^\phi J \alpha_{11} \Delta \eta \quad (51)$$

$$D_{12} = \Gamma^\phi J \alpha_{12} \Delta \eta \quad (52)$$

$$D_{21} = \Gamma^\phi J \alpha_{21} \Delta \xi \quad (53)$$

$$D_{22} = \Gamma^\phi J \alpha_{22} \Delta \xi \quad (54)$$

$$\hat{S} = \frac{S}{J} \quad (55)$$

$$\Delta A = \Delta \xi \Delta \eta \quad (56)$$

Na sequência, serão apresentadas as funções de interpolação aplicadas para o cálculo da propriedade de transporte (temperatura, no caso do presente trabalho) nas fronteiras de um volume genérico (Equações 57-68). Foi adotado um esquema de combinação ponderada devido ao fato de que, quando aplicadas as diferenças centrais em um escoamento predominantemente advectivo, os resultados podem não ser realísticos, ou não atingirem a convergência da solução

numérica (Maliska (2004)). Os termos $\bar{\alpha}$ e $\bar{\beta}$ são os coeficientes de ponderação (pesos) para a temperatura e a variação de temperatura, e dependem do número de Peclet, sendo, desta forma, pesos entre a difusão e a advecção.

$$\phi_e = \left(\frac{1}{2} + \bar{\alpha}_e\right) \phi_P + \left(\frac{1}{2} - \bar{\alpha}_e\right) \phi_E \quad (57)$$

$$\phi_w = \left(\frac{1}{2} + \bar{\alpha}_w\right) \phi_P + \left(\frac{1}{2} - \bar{\alpha}_w\right) \phi_P \quad (58)$$

$$\phi_n = \left(\frac{1}{2} + \bar{\alpha}_n\right) \phi_P + \left(\frac{1}{2} - \bar{\alpha}_n\right) \phi_N \quad (59)$$

$$\phi_s = \left(\frac{1}{2} + \bar{\alpha}_s\right) \phi_P + \left(\frac{1}{2} - \bar{\alpha}_s\right) \phi_P \quad (60)$$

$$\left.\frac{\partial \phi}{\partial \xi}\right|_e = \bar{\beta}_e \left(\frac{\phi_E - \phi_P}{\Delta \xi}\right) \quad (61)$$

$$\left.\frac{\partial \phi}{\partial \xi}\right|_w = \bar{\beta}_w \left(\frac{\phi_P - \phi_W}{\Delta \xi}\right) \quad (62)$$

$$\left.\frac{\partial \phi}{\partial \eta}\right|_n = \bar{\beta}_n \left(\frac{\phi_N - \phi_P}{\Delta \eta}\right) \quad (63)$$

$$\left.\frac{\partial \phi}{\partial \eta}\right|_s = \bar{\beta}_s \left(\frac{\phi_P - \phi_S}{\Delta \eta}\right) \quad (64)$$

$$\left.\frac{\partial \phi}{\partial \eta}\right|_e = \frac{\phi_N + \phi_{NE} - \phi_S - \phi_{SE}}{4\Delta \eta} \quad (65)$$

$$\left.\frac{\partial \phi}{\partial \eta}\right|_w = \frac{\phi_N + \phi_{NW} - \phi_S - \phi_{SW}}{4\Delta \eta} \quad (66)$$

$$\left.\frac{\partial \phi}{\partial \xi}\right|_n = \frac{\phi_E + \phi_{NE} - \phi_W - \phi_{NW}}{4\Delta \xi} \quad (67)$$

$$\left.\frac{\partial \phi}{\partial \xi}\right|_s = \frac{\phi_E + \phi_{SE} - \phi_W - \phi_{SW}}{4\Delta \xi} \quad (68)$$

As Equações 57-68 podem ser aplicadas na Equação 46 e a solução da equação de conservação pode ser escrita como mostrado pela Equação 69.

$$A_P \phi_P = A_e \phi_E + A_w \phi_W + A_n \phi_N + A_s \phi_S + A_{ne} \phi_{NE} + A_{nw} \phi_{NW} + A_{se} \phi_{SE} + A_{sw} \phi_{SW} + B_\phi \quad (69)$$

na qual:

$$A_e = -\dot{M}_e \left(\frac{1}{2} - \bar{\alpha}_e \right) + \frac{D_{11e}}{\Delta\xi} \bar{\beta}_e + \frac{D_{21n} - D_{21s}}{4\Delta\xi} \quad (70)$$

$$A_w = \dot{M}_w \left(\frac{1}{2} + \bar{\alpha}_w \right) + \frac{D_{11w}}{\Delta\xi} \bar{\beta}_w + \frac{D_{21s} - D_{21n}}{4\Delta\xi} \quad (71)$$

$$A_n = -\frac{\dot{M}_n}{2} \left(\frac{1}{2} - \bar{\alpha}_n \right) + \frac{D_{22e}}{\Delta\eta} \bar{\beta}_n + \frac{D_{12e} - D_{12w}}{4\Delta\eta} \quad (72)$$

$$A_s = \frac{\dot{M}_s}{2} \left(\frac{1}{2} + \bar{\alpha}_s \right) + \frac{D_{22s}}{\Delta\eta} \bar{\beta}_s + \frac{D_{12w} - D_{12e}}{4\Delta\eta} \quad (73)$$

$$A_{ne} = \frac{D_{12e}}{4\Delta\eta} + \frac{D_{21n}}{4\Delta\xi} \quad (74)$$

$$A_{se} = -\frac{D_{12e}}{4\Delta\eta} - \frac{D_{21s}}{4\Delta\xi} \quad (75)$$

$$A_{nw} = -\frac{D_{12w}}{4\Delta\eta} - \frac{D_{21n}}{4\Delta\xi} \quad (76)$$

$$A_{ne} = \frac{D_{12w}}{4\Delta\eta} + \frac{D_{21s}}{4\Delta\xi} \quad (77)$$

$$A_p = A_e + A_w + A_n + A_s + A_{ne} + A_{se} + A_{nw} + A_{sw} \quad (78)$$

$$B_\phi = L[\hat{S}]_p \Delta A \quad (79)$$

Após o desenvolvimento da equação geral, o próximo passo é apresentar a solução da equação de conservação de energia usando os volumes finitos para os volumes internos da

malha. Além dos volumes centrais, o trabalho de Daniel e Cavalca (2012) demonstra também a solução para os volumes das fronteiras inferior, canto inferior direito e fronteira a direita.

A solução da equação de energia para os volumes de fronteira da malha depende das condições de contorno (CC) que são adotadas nestas fronteiras. A Figura 12 (a) representa a região de mistura entre segmentos e a Figura 12 (b) as considerações de condições de contorno no volume de controle do fluido entre segmento e eixo. A temperatura de entrada do óleo no segmento é a temperatura de mistura que será abordada a seguir. Para a fronteira representada por 1 a temperatura assumida é a de mistura, pois esta região recebe o fluxo vindo do segmento anterior e o fluxo de reposição que entra pelo vão entre os segmentos. Para a borda número 2, a temperatura utilizada foi a do eixo, por estar diretamente em contato com esta superfície e para as bordas 3 e 4 a consideração é de fronteira adiabática devido à mínima troca de calor que ocorre nestas superfícies. A temperatura do fluido na entrada do segmento é a temperatura de mistura que leva em consideração a temperatura do fluido que está saindo do segmento anterior e a temperatura do fluxo de reposição de óleo (Equação 80).

A Figura 12 (c) detalha a malha de integração da equação de energia. Para cada valor na direção z da malha tridimensional, uma malha completa bidimensional em $x \times y$ é completamente resolvida até que alcance o valor total na direção z .

A temperatura de mistura foi obtida a partir da Equação 80:

$$T_{Mistura} = \frac{[(T_{Anterior} \cdot Q_{Anterior}) + (T_{Reposição} \cdot Q_{Reposição})]}{(Q_{Anterior} + Q_{Reposição})} \quad (80)$$

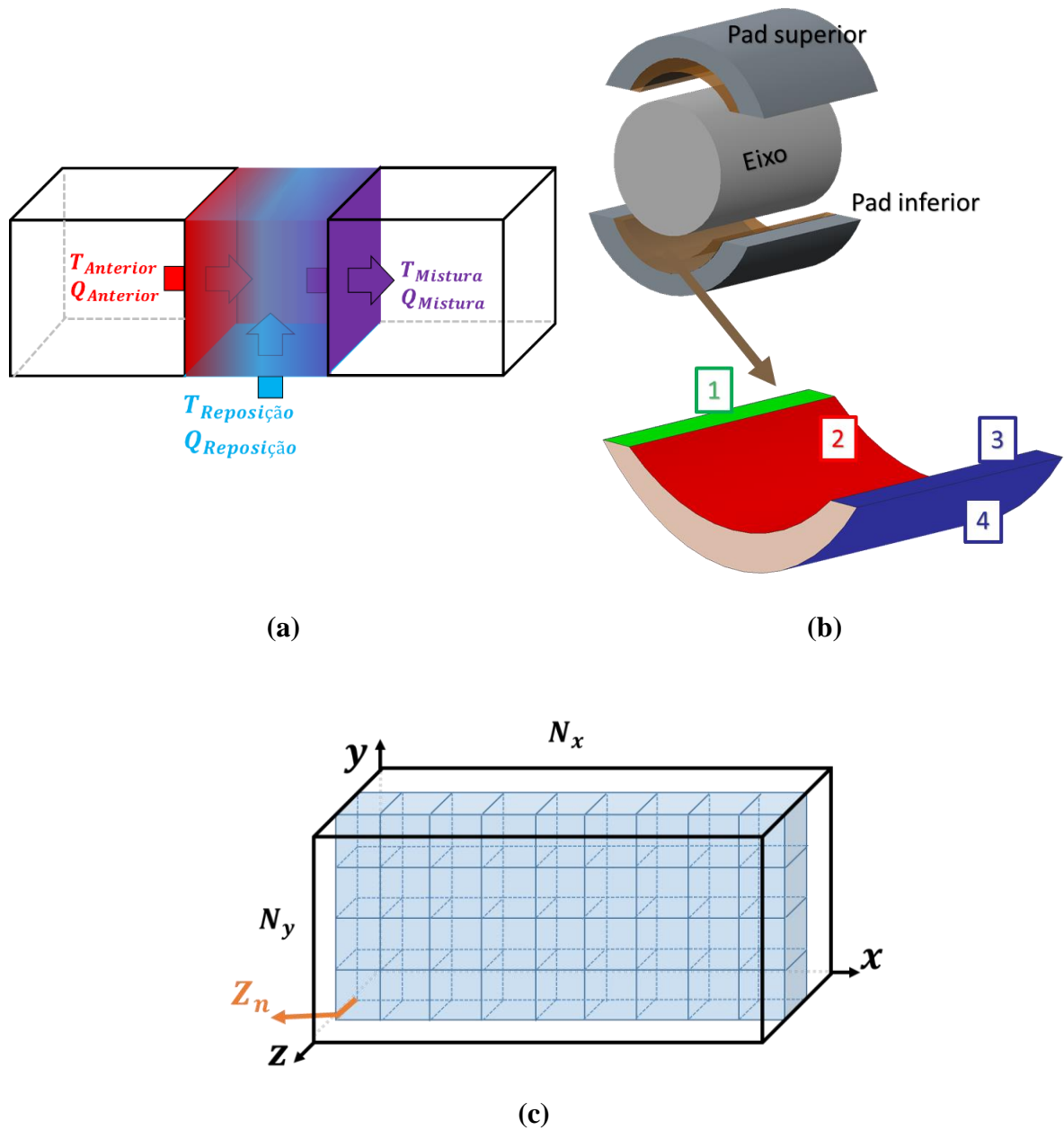


Figura 12 – (a) Representação da condição de mistura entre os segmentos, (b) Esquema das condições de contorno para o filme de óleo: 1 – Temperatura de mistura, 2 – Temperatura do eixo, 3 e 4 – Adiabática, (c) Esquema da malha integrada durante a resolução da equação de energia.

Desta forma, utilizando a transformação de coordenadas mostrada pelas Equações 43 e 44, e considerando os volumes internos da malha, a solução da equação de energia será obtida pela solução da equação de conservação apresentada anteriormente e pela substituição da

propriedade de transporte ϕ pela temperatura T e do parâmetro Γ^ϕ pela relação $\frac{k}{C_f}$, chegando-se à solução mostrada a seguir pelas Equações de 81 a 89.

$$\begin{aligned} \dot{M}_e T_e - \dot{M}_w T_w + \dot{M}_n T_n - \dot{M}_s T_s &= \left[D_{11} \frac{\partial T}{\partial \xi} + D_{12} \frac{\partial T}{\partial \eta} \right]_e - \left[D_{11} \frac{\partial T}{\partial \xi} + D_{12} \frac{\partial T}{\partial \eta} \right]_w + \left[D_{21} \frac{\partial T}{\partial \xi} + D_{22} \frac{\partial T}{\partial \eta} \right]_n \\ &\quad - \left[D_{21} \frac{\partial T}{\partial \xi} + D_{22} \frac{\partial T}{\partial \eta} \right]_s + L[\hat{S}]_p \Delta A \end{aligned} \quad (81)$$

na qual:

$$\dot{M}|_{e,w} = (\rho U)|_{e,w} \Delta \eta \quad \dot{M}|_{n,s} = (\rho V)|_{n,s} \Delta \xi \quad (82)$$

$$D_{11}|_{e,w} = \frac{k}{C_f} J|_{e,w} \alpha_{11}|_{e,w} \Delta \eta \quad D_{12}|_{e,w} = \frac{k}{C_f} J|_{e,w} \alpha_{12}|_{e,w} \Delta \eta \quad (83)$$

$$D_{21}|_{n,s} = \frac{k}{C_f} J|_{n,s} \alpha_{21}|_{n,s} \Delta \xi \quad D_{22}|_{n,s} = \frac{k}{C_f} J|_{n,s} \alpha_{22}|_{n,s} \Delta \xi \quad (84)$$

$$\hat{S} = \frac{S}{J_P} = \frac{1}{J_P} \left(\frac{\mu}{C_f} \Phi \right) \quad (85)$$

$$\Delta A = \Delta \xi \Delta \eta \quad (86)$$

$$J|_{e,w,n,s,P} = \frac{1}{\beta_s R_s h|_{e,w,n,s,P}} \quad (87)$$

$$\alpha_{12} = \alpha_{21} = -\eta h \frac{\partial h}{\partial \xi} \quad \alpha_{12_e} = -\eta_e h_e \frac{\partial h}{\partial \xi} \Big|_e \quad \alpha_{12_w} = -\eta_w h_w \frac{\partial h}{\partial \xi} \Big|_w \quad (88)$$

$$\alpha_{22} = (\beta_s R_s)^2 + \left(\eta \frac{\partial h}{\partial \xi} \right)^2 \quad \alpha_{22_n} = (\beta_s R_s)^2 + \left(\eta_n \frac{\partial h}{\partial \xi} \Big|_n \right)^2 \quad \alpha_{22_s} = (\beta_s R_s)^2 + \left(\eta_s \frac{\partial h}{\partial \xi} \Big|_s \right)^2 \quad (89)$$

É possível notar que todo o equacionamento mostrado trata, principalmente, dos termos da equação de energia que se relacionam com a variável de temperatura. Na sequência, será abordada a adimensionalização e descrição dos perfis de velocidade para o desenvolvimento do termo dissipativo. Os perfis de velocidade podem ser obtidos da mesma forma em que foi obtida a Equação de Reynolds, partindo das equações de Navier-Stokes e aplicando as considerações para o escoamento em estudo (Reynolds (1886), Dowson (1962) e Lund e Hansen (1984 (a) e (b))). O Anexo A contém a dedução dos perfis de velocidade, principalmente para a

demonstração da obtenção do perfil de velocidade na direção y (v) na qual é injetado o fluxo de lubrificante de reposição. As Equações de 90 à 92 apresentam os perfis de velocidade para as direções x (u), y (v) e z (w) do escoamento.

$$u = \frac{1}{\mu} \left(\frac{\partial P}{\partial x} \frac{y^2}{2} + \left(\frac{\mu \omega R}{h} - \frac{\partial P}{\partial x} \frac{h}{2} \right) y \right) \quad (90)$$

$$v = \frac{\partial h}{\partial t} \frac{y}{h} + V_{inj} \left(1 - \frac{y}{h} \right) \quad (91)$$

$$w = \frac{1}{2\mu} \frac{\partial P}{\partial z} (y^2 - hy) \quad (92)$$

3.1.4.2 Expressão para a velocidade de injeção

A equação do perfil de velocidade no furo de injeção do mancal tem forma parabólica e pode ser obtida a partir da equação de Navier-Stokes, usando as condições de contorno conhecidas para as interfaces entre o segmento-fluido e o fluido-eixo. A região do furo é caracterizada por uma área de seção circular e com o comprimento igual à espessura do mancal, como é ilustrada na Figura 13.

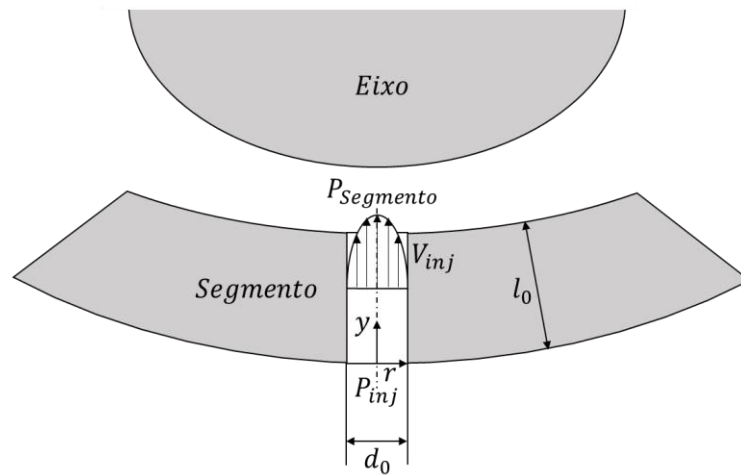


Figura 13 – Esquema do fluxo passando pelo canal do furo no segmento do mancal e suas principais propriedades geométricas.

Partindo da equação de Navier-Stokes em coordenadas cilíndricas, e com as considerações de que o fluido é newtoniano, o escoamento é laminar e permanente, obtém-se a equação simplificada para a direção y :

$$-\frac{dP}{dy} + \frac{1}{r} \frac{d(r \tau_{ry})}{dr} = 0 \quad (93)$$

sendo P a pressão, r a coordenada radial do furo e τ_{ry} a tensão de cisalhamento.

Integrando-se a Equação 93 em r obtemos a Equação 94, obtendo C_1 que é uma constante de integração:

$$r \tau_{ry} = \frac{r^2}{2} \frac{dP}{dy} + C_1 \quad (94)$$

Como condição de contorno, sabe-se que no centro do furo ($r = 0$) a tensão de cisalhamento é nula ($\tau_{ry} = 0$), então a constante C_1 também é nula. Desta forma:

$$\tau_{ry} = \frac{r}{2} \frac{dP}{dy} \quad (95)$$

Como o fluido é considerado newtoniano, a Equação 95 pode ser reescrita como mostrado na Equação 96, na qual V_{inj} é a velocidade de injeção do fluido no canal do furo e μ_{inj} é a viscosidade do fluido de injeção:

$$\mu_{inj} \frac{dV_{inj}}{dr} = \frac{r}{2} \frac{dP}{dy} \quad (96)$$

O próximo passo é integrar a Equação 96 em r , obtendo-se a Equação 97, na qual C_2 é a constante de integração:

$$V_{inj} = \frac{r^2}{4\mu_{inj}} \frac{dP}{dy} + C_2 \quad (97)$$

Uma segunda condição de contorno pode ser aplicada. Sabendo-se que nas paredes do furo ($r = d_0/2$, sendo d_0 o diâmetro do furo) é respeitada a condição de não deslizamento, ou seja, a velocidade de injeção é nula ($V_{inj} = 0$). Portanto, o valor da constante C_2 é dado por:

$$C_2 = -\frac{d_0^2}{16\mu_{inj}} \frac{dP}{dy} \quad (98)$$

Assim, a equação do perfil de velocidade do fluido de injeção pode ser escrita como:

$$V_{inj} = \frac{1}{4\mu_{inj}} \frac{dP}{dy} \left(r^2 - \frac{d_0^2}{4} \right) \quad (99)$$

Tem-se que o raio da seção circular pode ser escrito no sistema cartesiano como mostrado na Equação 100. Os termos x_0 e z_0 são as coordenadas de posição do centro do furo em x e z , respectivamente.

$$r^2 = (x - x_0)^2 + (z - z_0)^2 \quad (100)$$

Devido às dimensões reduzidas do furo (diâmetro e comprimento), o diferencial de pressão e o infinitesimal da distância podem ser aproximados como apresentado na Equação 101. O termo P_{inj} é a pressão de injeção na base do furo:

$$dP = P_{segmento} - P_{inj} \quad (101)$$

$$dy = l_0$$

Portanto, a Equação 99 pode ser escrita em sua forma final, representando o perfil de velocidade parabólico do fluxo de óleo injetado:

$$V_{inj} = \frac{1}{4\mu_{inj}} \frac{(P_{inj} - P_{segmento})}{l_0} \left[\frac{d_0^2}{4} - (x - x_0)^2 - (z - z_0)^2 \right] \quad (102)$$

A Equação 102 contém o modelo de forma parabólica obtido para o perfil de velocidade V_{inj} . Assim como realizado para o restante do equacionamento, a velocidade também foi adimensionalizada e as relações utilizadas são mostradas a seguir:

$$\bar{u} = \frac{u}{R\omega} \quad \bar{v} = \frac{v}{R\omega} \quad \bar{w} = \frac{w}{R\omega} \quad (103)$$

Uma vez apresentado o equacionamento dos perfis de velocidade e sua adimensionalização, é possível avaliar o termo de dissipação da equação de energia. O termo de dissipação viscosa, previamente apresentado na Equação 42, é definido como:

$$\Phi = 2 \left[\left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 \right] + \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial y} \right)^2$$

Assim como realizado para o restante da equação de energia, é aplicada a transformação de coordenada (Maliska (2004) e Patankar (1980)). Substituem-se os conjuntos adimensionais e os perfis de velocidade adimensionalizados, obtendo-se a dissipação viscosa adimensional, como representado na Equação 104.

$$\Phi = J^2 (\omega R)^2 \bar{\Phi} \quad (104)$$

$$\begin{aligned} \bar{\Phi} = 2 \left[\left(h_{max} \bar{h} \frac{\partial \bar{u}}{\partial \xi} - \eta h_{max} \frac{\partial \bar{h}}{\partial \xi} \frac{\partial \bar{u}}{\partial \eta} \right)^2 + \left(\beta_s R_s \frac{\partial \bar{v}}{\partial \eta} \right)^2 \right] \\ + \left(\beta_s R_s \frac{\partial \bar{u}}{\partial \eta} + h_{max} \bar{h} \frac{\partial \bar{v}}{\partial \xi} - \eta h_{max} \frac{\partial \bar{h}}{\partial \xi} \frac{\partial \bar{v}}{\partial \eta} \right)^2 \\ + \left(h_{max} \bar{h} \frac{\partial \bar{w}}{\partial \xi} - \eta h_{max} \frac{\partial \bar{h}}{\partial \xi} \frac{\partial \bar{w}}{\partial \eta} \right)^2 + \left(\beta_s R_s \frac{\partial \bar{w}}{\partial \eta} \right)^2 \end{aligned} \quad (105)$$

O procedimento final é aplicar a Equação 105 para o volume P da malha computacional e substituir na Equação 91 para aplicar na Equação de Energia. O trabalho de Daniel e Cavalca (2013) apresenta o detalhamento desta etapa.

Além do campo de velocidade e da distribuição de temperatura, a relação viscosidade-temperatura deve ser definida. Assim como aplicado no trabalho de Andersen (2017), a relação de Walther foi aplicada para descrever a dependência da temperatura. A Equação 106 contém a expressão, na qual: ν_{oil} , é a viscosidade cinemática e A e B são duas constantes específicas do óleo. A viscosidade cinemática deve ser usada em cSt e a Temperatura do óleo ($T_{óleo}$) em graus Célsius. No presente trabalho, o óleo aplicado foi o ISO VG 22, devido à bancada experimental utilizar este óleo para a lubrificação do mancal e suas características fornecidas pelo fabricante estão descritas no Anexo B. A viscosidade do óleo de injeção (μ_{inj}) também foi calculada utilizando a mesma relação e considerando a temperatura do óleo durante a injeção (T_{inj}).

$$\log[\log(\nu_{oil} + 0,6)] = A - B \cdot \log(T_{oil}) \rightarrow \nu_{oil} = 10^{(10^{(A-B\log(T_{oil}))})} - 0,6 \quad (106)$$

3.1.5 Posição de equilíbrio e coeficientes dinâmicos

Após o cálculo das distribuições de pressão, temperatura e viscosidade, é possível verificar a posição de equilíbrio do eixo. A posição estática de equilíbrio do mancal se relaciona com as forças que agem nas direções x e y , com os momentos aplicados em cada segmento e levam em consideração a flexibilidade do pivô. O sistema de Equações 107-112 contém o equilíbrio de forças considerado para o mancal segmentado radial em estudo e a Figura 14 contém os sistemas de referência para facilitar o entendimento do equilíbrio. Os termos apresentados no sistema são: δ_{mj} a deformação do pivô j , j representa o j -ésimo segmento, N o número de segmentos, W_g é o peso do eixo e os sub-índices m_1 e m_2 são indicações para o segmento superior e inferior, respectivamente. Para a modelagem da força restitutiva representada pela flexibilidade do pivô, foi aplicado o modelo de contato linear, assim como apresentado no trabalho de Andersen (2017).

$$F_X = \sum_1^N F_{xm} \cos(\varphi_j + \alpha_j) \quad (107)$$

$$F_Y = \sum_1^N F_{xm} \sin(\varphi_j + \alpha_j) - W_g \quad (108)$$

$$F_{ym_1}(R_s + h_s) = 0 \quad (109)$$

$$F_{ym_2}(R_s + h_s) = 0 \quad (110)$$

$$F_{xm_1} = K_{pivot,1} \delta_{m1} \quad (111)$$

$$F_{xm_2} = K_{pivot,2} \delta_{m2} \quad (112)$$

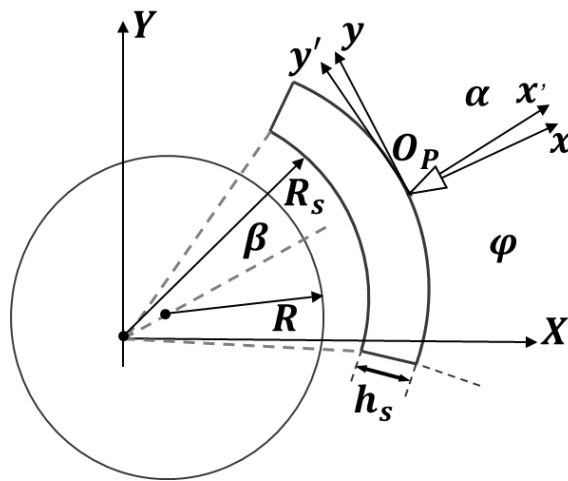


Figura 14 – Sistema referencial inercial e solidário ao segmento.

As equações apresentadas encerram a metodologia da análise estática e permitem a obtenção da pressão, temperatura, espessura de filme de óleo e posição do eixo no interior do mancal, assim como o deslocamento angular dos segmentos para uma dada condição de carregamento e rotação aplicada ao mancal.

A partir do equilíbrio de posição do eixo, os coeficientes equivalentes de rigidez e amortecimento do mancal segmentado radial podem ser determinados de acordo com o fluxograma da Figura 15. Para isto, os coeficientes equivalentes são obtidos pela aplicação de pequenas perturbações no deslocamento e na velocidade do eixo, assim como nos deslocamentos e velocidades angulares, como proposto no trabalho de Lund (1964).

O sistema completo de equações é solucionado utilizando um processo iterativo que resolve simultaneamente a espessura de filme de óleo, a Equação de Reynolds, os perfis de velocidade, a equação de energia e a relação de viscosidade. O método aplicado para solucionar este sistema de equações foi o de Gauss-Seidel.

O fluxograma da Figura 15 contém o esquema do processo iterativo de resolução do sistema de equações para obtenção da pressão, temperatura e posição de equilíbrio do mancal, inicialmente para cada segmento, verificando ao final de cada iteração a convergência, comparando as forças equivalentes em cada segmento (geradas pelo perfil da pressão) com a carga aplicada no mancal. Após a obtenção do equilíbrio estático, na sequência é realizada uma perturbação na velocidade e no deslocamento para a obtenção dos coeficientes equivalentes de amortecimento e rigidez do mancal.

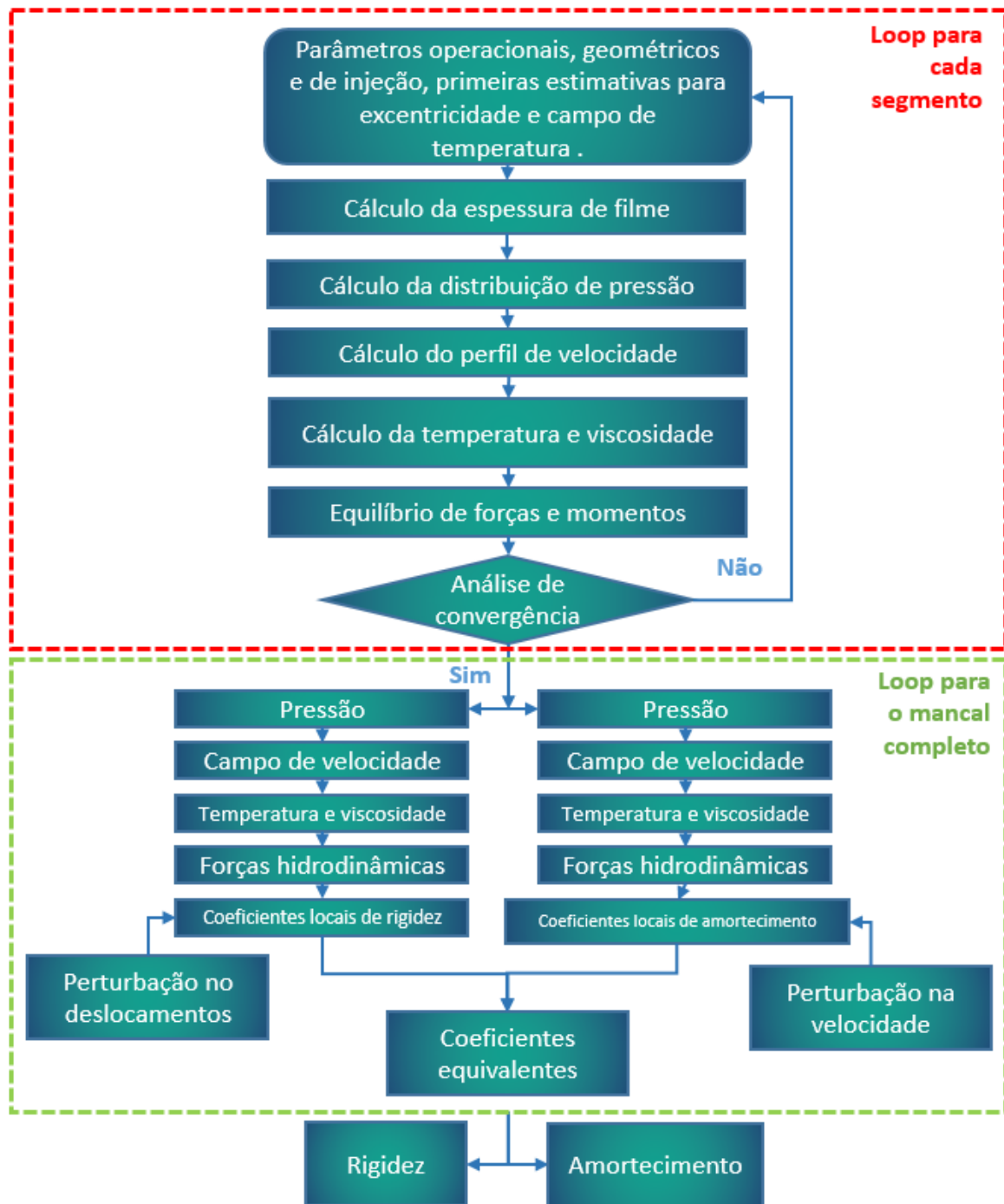


Figura 15 – Fluxograma das etapas desenvolvidas durante a resolução da lubrificação THD no mancal segmentado.

3.1.6 Cálculo dos coeficientes equivalentes de amortecimento e rigidez

Utilizando a posição de equilíbrio do eixo é possível calcular os coeficientes equivalentes de rigidez e amortecimento do mancal. Para cada um dos segmentos são utilizados os deslocamentos para a obtenção dos coeficientes de rigidez e as velocidades para os de amortecimento.

Os coeficientes equivalentes são obtidos utilizando pequenas perturbações nos deslocamentos e velocidades do eixo, assim como deslocamentos angulares e velocidades angulares dos segmentos, conforme apresentado em Lund (1964, 1987). Inicialmente, as perturbações são aplicadas no sistema de coordenadas móvel do sistema, obtendo-se os coeficientes de amortecimento e rigidez no sistema local de coordenadas, posicionado no segmento. A partir destes coeficientes, uma transformação de coordenadas foi aplicada para a obtenção dos coeficientes no sistema referencial inercial (Russo (1999)). Após aplicada a matriz de transformação é possível equacionar o comportamento dinâmico do sistema rotor-mancal.

Considerando o movimento do rotor em duas direções no plano XY , é preciso reduzir o modelo para uma matriz de ordem 2×2 , e esta redução depende da frequência de vibração (precessão), sendo que, se esta é igual a frequência de rotação do eixo, chama-se redução síncrona, ou se diferente da rotação do eixo, chama-se não-síncrona. O modelo de redução pode ser visto no trabalho de Dimond, Younan e Allaire (2011), e a equação de movimento do sistema do mancal pode ser escrita separando os termos do eixo e do segmento:

$$\begin{bmatrix} [M_s] & 0 \\ 0 & [J_p] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{u} \\ \ddot{\alpha} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} [C_{uu}] & [C_{u\alpha}] \\ [C_{\alpha u}] & [C_{\alpha\alpha}] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{u} \\ \dot{\alpha} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} [K_{uu}] & [K_{u\alpha}] \\ [K_{\alpha u}] & [K_{\alpha\alpha}] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u \\ \alpha \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} f_s \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (113)$$

$$u = \begin{Bmatrix} e_x \\ e_y \end{Bmatrix}, \alpha = \begin{Bmatrix} \alpha_1 \\ \alpha_2 \end{Bmatrix} \quad (114)$$

onde M_s é a matriz de massa, J_p é a matriz de momento de inércia, e_x e e_y são as excentricidades em x e y , α_1 e α_2 são os deslocamentos angulares dos segmentos 1 e 2, f_s é o vetor de força nas direções x e y , K e C são as matrizes de rigidez e amortecimento e os sub-índices uu , $\alpha\alpha$, $u\alpha$ e αu representam os coeficientes diretos e os coeficientes cruzados para as coordenadas lineares e angulares.

A redução realizada no domínio da frequência assume a solução na forma exponencial mostrada nas Equações 115:

$$\begin{aligned}
 u &= Ue^{\gamma t} \\
 \alpha &= Ae^{\gamma t} \\
 f_s &= F_s e^{\gamma t} \\
 \gamma &= \lambda + i\omega
 \end{aligned}
 \tag{115}$$

A equação de movimento pode ser escrita no domínio da frequência, como mostrado pelas Equações 116 e 117, nas quais o termo γ é o autovalor complexo. Desta forma, os coeficientes reduzidos (Equações 118 e 119) podem ser obtidos, conforme o trabalho de Dimond, Younan e Allaire (2011):

$$[(\gamma C_{uu} + K_{uu}) - G_{uu}]U = F_s - \gamma^2 M_s U \tag{116}$$

$$G_{uu} = (\gamma C_{u\alpha} + K_{u\alpha}) \cdot (\gamma^2 J_p + \gamma C_{\alpha\alpha} + K_{\alpha\alpha})^{-1} \cdot (\gamma C_{\alpha u} + K_{\alpha u}) \tag{117}$$

$$[K(\gamma)]_{2 \times 2} = \text{real}\{[(\gamma C_{uu} + K_{uu}) - G_{uu}]_{2 \times 2}\} \tag{118}$$

$$[C(\gamma)]_{2 \times 2} = \text{imaginário}\left\{\frac{1}{\gamma}[(\gamma C_{uu} + K_{uu}) - G_{uu}]_{2 \times 2}\right\} \tag{119}$$

4. DESCRIÇÃO EXPERIMENTAL

Essa seção traz a descrição da bancada experimental e dos procedimentos realizados para a validação do modelo proposto. A modelagem numérica apresentada nas seções anteriores fornece resultados a serem comparados com medições experimentais de uma bancada desenvolvida especialmente para o teste de mancais segmentados radiais. A bancada utilizada está montada na Universidade Técnica da Dinamarca (DTU) e permite a avaliação de uma série de parâmetros de funcionamento do mancal. Os detalhes construtivos, de projeto, montagem e equipamentos e sensores da bancada podem ser encontrados nos trabalhos de Nielsen e Santos, Andersen (2016) e Cerda e Santos (2013).

A Figura 16 contém uma foto da bancada de testes com os principais equipamentos sinalizados de 1-14. O mancal segmentado da bancada contém dois segmentos que apoiam o eixo girante acionado por uma correia ligada ao motor representado na Figura 16. A Figura 17 apresenta o segmento e as posições nas quais foram alocados os termopares para as medições de temperatura. Uma das principais contribuições deste trabalho foi realizar medições em dois pontos do segmento, uma antes do furo injetor (Termopar 1) e outra depois do furo (Termopar 2). Apenas o segmento inferior foi instrumentado, por se tratar do elemento mais carregado durante o funcionamento do mancal, que recebe o carregamento radial (direção y) proveniente da aplicação de carga na ponta extrema do braço de suporte, que está indicada na Figura 18. As posições 1 e 2 (δ_1 e δ_2) contém sensores de deslocamento, e a extremidade do braço, indicada com a letra E (δ_E), também contém um sensor de deslocamento e um de força.

Os testes realizados aplicaram carregamentos quasi-estáticos e a Figura 19 esquematiza o ponto de aplicação de força e medição do deslocamento, assim como características geométricas da bancada e a esquematização das rigidezes e amortecedores que representam o fluido de óleo e a flexibilidade do pivô. Os termos apresentados são: O_1 o centro de giro do braço que sustenta o eixo, l_1 a medida do centro O_1 até o centro O_2 , l_2 a medida do centro O_1 até a extremidade do braço, K_{oil} e C_{oil} para as rigidezes e os amortecimentos dos mancais 1 e 2 e K_{pivot} para a rigidez dos pivôs de cada segmento.

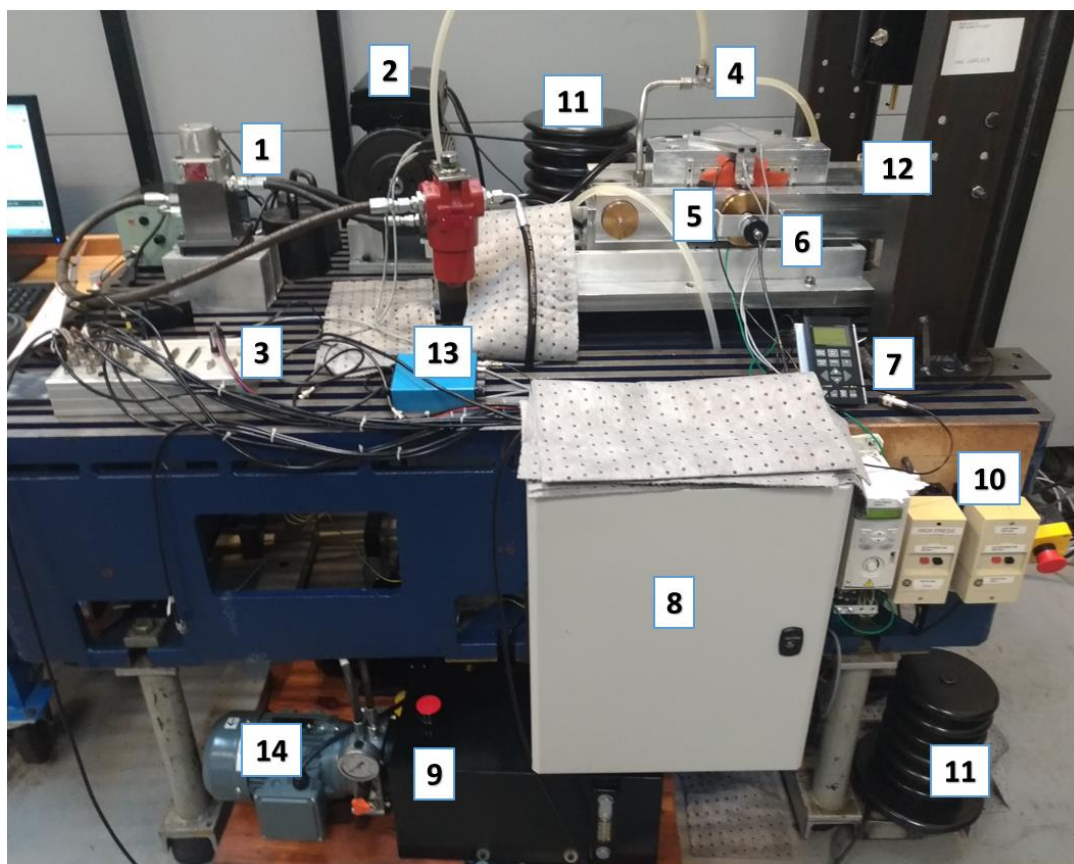


Figura 16 – Bancada para testes em mancais segmentados radiais com os seguintes componentes principais: (1) Servo válvula, (2) Motor elétrico, (3) Placa de aquisição D-space, (4) Tubo de distribuição de óleo em baixa pressão, (5) Braço metálico, (6) Encoder para medição da rotação do eixo, (7) Display para controle de rotação, (8) Central de conexões e cabos dos sensores e placa de aquisição, (9) Tanque de óleo de reposição, (10) Botões de liga e desliga dos sistemas de óleo de baixa e alta pressões, (11) Pesos para aplicação de carga estática, (12) Sensores de deslocamento e de carga, (13) Condicionador de sinal, (14) Bomba de óleo.

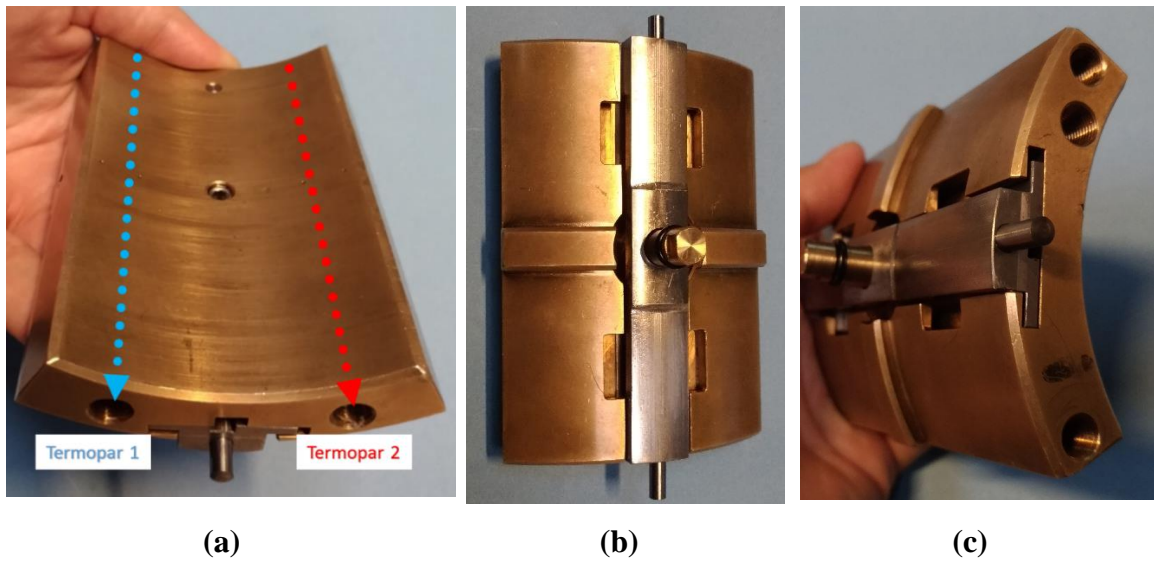


Figura 17 – Fotografias do segmento (a) com a posição indicada dos dois termopares utilizados para a medição de temperatura, (b) parte inferior do segmento, (c) lateral do segmento.

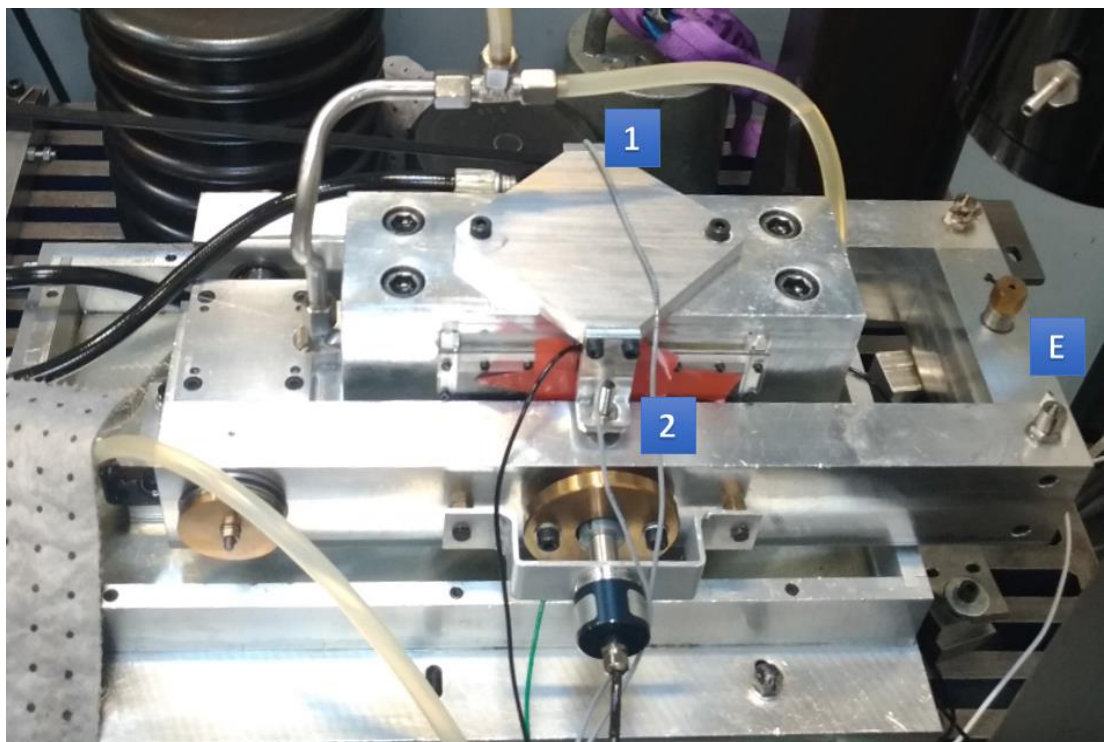


Figura 18 – Fotografia com a indicação das posições dos sensores de deslocamento (1, 2 e E) e do sensor de força (E).

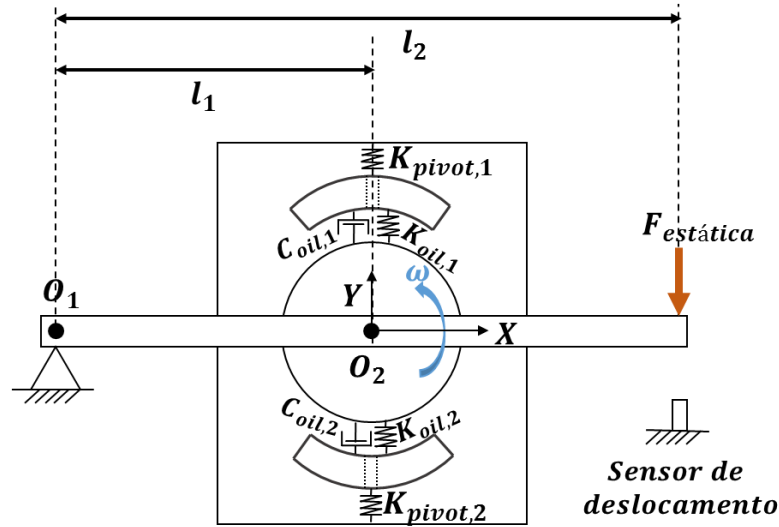


Figura 19 – Esquema da bancada de testes para mancais segmentados.

A metodologia utilizada durante os testes se iniciou com um teste estático sem rotação no sistema, que consistia em aplicar um carregamento crescente e observar o deslocamento do eixo dentro do mancal. Com este teste, foi possível identificar a folga radial de montagem e também encontrar o centro do mancal para, desta forma, conseguir identificar a distância entre o centro do mancal e o centro do eixo (excentricidade). Para os testes de medição de temperatura para cada carga aplicada, foram variadas as rotações do sistema e, para cada combinação de força/rotação, duas horas foram aguardadas para que o sistema entrasse em regime permanente e a temperatura se estabilizasse.

Todas as medidas de força e deslocamento foram aquisitadas na extremidade do braço (ponto E) devido à melhor acurácia dos sensores, como descrito no trabalho de Andersen (2017). Desta forma, foi necessário transladar os dados da extremidade do braço para o centro do eixo, aplicando as Equações 120 e 121. A Figura 20 representa o esquema de semelhança de triângulos aplicado para realizar a translação.

$$f_r = \frac{l_1}{l_2} f_{estática} + f_g \quad (120)$$

$$\delta_r = \frac{l_1}{l_2} (\delta_e - \delta_s), \quad \delta_f = \delta_r - \delta_0 \quad (121)$$

Sendo: f_g a carga devido ao peso do braço, δ_0 a posição do centro do mancal, δ_f a medida final utilizada no referencial do mancal e as medidas com os sub-índices “e” e “s” são as aquelas

feitas na extremidade do braço para o caso estático (e) e para as medidas realizadas com a aplicação de carregamento (s).

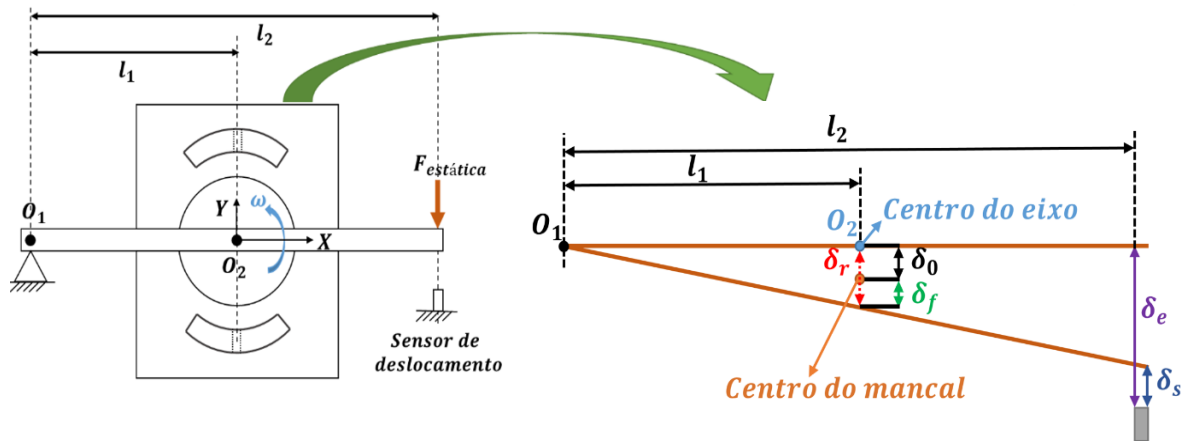


Figura 20 – Esquema da semelhança de triângulos aplicada para transladar as medidas da extremidade do braço para o centro do mancal.

5. RESULTADOS E DISCUSSÕES

A partir da metodologia descrita no capítulo anterior, foram obtidos resultados numéricos e experimentais para um mancal segmentado radial de dois segmentos, considerando o modelo de lubrificação termohidrodinâmico (THD), a flexibilidade do pivô que apoia os segmentos, um furo central de injeção direta de fluido e a direção da espessura de filme na integração da equação de energia. As dimensões geométricas do mancal e da bancada experimental, as propriedades do óleo lubrificante e da injeção, se encontram descritos na Tabela 2.

Inicialmente, serão descritos os parâmetros numéricos utilizados durante as simulações e como foi realizada a escolha do número de volumes para aplicar o MVF. Quando são adicionados os termos de velocidade de injeção no equacionamento do comportamento do fluido, a convergência se torna mais crítica e, em muitos casos testados, que apresentavam convergência em regime de lubrificação THD sem injeção, deixavam de convergir com a injeção de lubrificante. A Tabela 3 apresenta os principais parâmetros numéricos utilizados para a solução das equações que descrevem o comportamento do mancal.

Buscando contornar as dificuldades de convergência, alguns procedimentos foram realizados visando atingir a solução numérica do problema. Os incrementos, utilizados para a estimativa numérica das derivadas usadas no jacobiano do Método de Newton Raphson, foram variados em torno de uma faixa de 20% e os valores iniciais arbitrados foram variados em torno de 10%. Durante os testes, notou-se que a viscosidade exerce grande influência na convergência do sistema, sendo que quanto mais viscoso, melhores as condições de sustentação e mais facilmente se atinge a convergência. Para o caso testado com o óleo ISO VG22, presente na bancada, a convergência foi mais difícil quando comparada aos casos testados por Daniel e Cavalca (2014) com óleo mais viscoso (ISO VG32).

Tabela 2 – Propriedades geométricas do mancal segmentado, da bancada de testes e do fluido lubrificante utilizado durante simulações e testes.

	Símbolo	Valor	Unidade
Raio do eixo	R	49,692	[mm]
Comprimento do mancal	L	100	[mm]
Número de segmentos	-	2	-
Raio do segmento	R_s	49,892	[mm]
Comprimento angular do segmento	β	69	[°]
Espessura do segmento	h_s	12	[mm]
Massa do segmento	$m_{segmento}$	0,72	[Kg]
Ângulo de aplicação de carga	-	LOP	-
“Pivot offset”	-	0,5	-
Distância ao centro do eixo	l_1	0,21	[mm]
Distância à extremidade do braço	l_2	0,47	[mm]
Massa do braço e eixo	m	18,54	[Kg]
Tipo de óleo	-	ISO VG22	-
Temperatura de injeção	T_{inj}	40	[°]
Pressão de injeção	P_{inj}	0, 10, 60	[bar]
Diâmetro do furo de injeção	d_0	3	[mm]
Comprimento do canal de injeção	l_0	12	[mm]
Material do segmento	-	Latão	-
Material do pivô	-	Aço	-
Tipo de pivô	-	Pivô de balanço	-
Condutividade térmica	k_f	0,132	[W / (m. K)]
Calor específico do óleo	C_f	1962	[J / (Kg. K)]
Pré-carga	m_p	0,76	-
Densidade do óleo	ρ	879	[Kg /m ³]
Temperatura de reposição	$T_{reposição}$	40	[°]
Temperatura do eixo	T_{eixo}	43, 50	[°]
Folga radial nominal	C_p	50	[μm]
Constante A (relação de viscosidade)	A	23,16	-
Constante B (relação de viscosidade)	B	3,84	-

Tabela 3 – Parâmetros numéricos utilizados durante as simulações.

Parâmetro	
Tipo de esquema de diferenças	Central de 2 ^a ordem
Erro absoluto global para a pressão	$1 \cdot 10^{-5}$
Erro absoluto global para a temperatura	$1 \cdot 10^{-3}$
Número de volumes	40

Considerando o MVF aplicado, foi necessário definir o número de volumes que melhor garantiria um compromisso entre o menor tempo possível de simulação e o melhor resultado final convergido. Uma série de testes foi realizada para um dos casos estudados ($W = 500\text{ N}$, $\omega = 28\text{ Hz}$, $K_{pivot} = 4 \cdot 10^7, 0\text{ bar}$), utilizando um computador com as seguintes configurações: Processador Intel®Core™i7-3770 CPU @ 3.4 GHz, Memória RAM de 16 GB, Sistema operacional Windows 8.1 Pro 64 bits. Os resultados para o tempo de simulação e as respostas obtidas com o aumento do número de volume se apresentam nas Figuras 21 (a) e 21 (b), respectivamente.

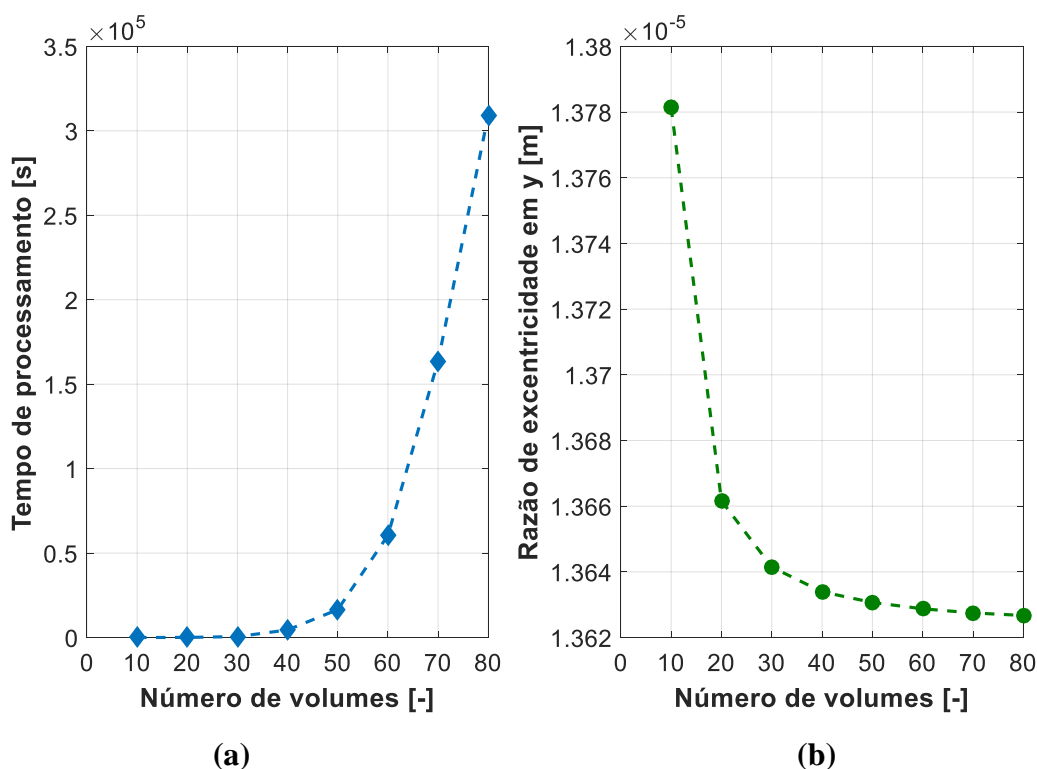


Figura 21 – (a) Gráfico com a variação do tempo de simulação com o aumento do número de volumes e (b) Gráfico com a resposta simulada da razão de excentricidade para um caso testado.

Foi possível notar que, utilizando os resultados mostrados na Figura 21, a partir de 50 volumes, o tempo de processamento se torna muito elevado e os ganhos em convergência não são significativos na mesma proporção. Para número de volumes entre 30 e 40, os tempos de processamento ainda são reduzidos e os resultados convergidos estão muito próximos dos valores obtidos utilizando um maior número de volumes, representando um intervalo ótimo para o número de volumes. Baseando-se neste intervalo, o valor de 40 volumes foi selecionado, conforme Tabela 3.

Também é importante salientar que, devido à forma como foi construída a bancada, são medidos apenas os deslocamentos na direção y (radial vertical do mancal), não sendo possível realizar análises experimentais na direção x, como por exemplo, dados de excentricidade. Desta forma, os gráficos de excentricidade que serão apresentados representam os resultados da direção y do mancal.

Esta seção será dividida em duas análises principais: a primeira, uma avaliação do mancal segmentado com o sistema de injeção desligado, considerando apenas a flexibilidade do pivô; e a segunda, com o sistema de injeção ligado e variando a pressão de injeção.

5.1 Verificação da condição de regime laminar

Uma das considerações adotadas durante o desenvolvimento do presente modelo foi que o escoamento do filme de óleo entre eixo e segmento se apresenta em regime laminar. Desta forma, para verificar esta condição e considerando os três níveis de carga aplicada, foram calculadas as ordens de grandeza de cada termo envolvido na Equação 121 a fim de garantir o regime laminar de operação, tornando válidas as simplificações e considerações realizadas. É necessário que o valor do parâmetro Re seja menor do que 2400 para garantir um regime laminar de escoamento dentro de um tubo cilíndrico (Fox (1981)).

A Equação 121 apresenta o número de Reynolds utilizado para a verificação da condição de regime laminar. O termo ω é a velocidade de rotação do eixo, ν é a viscosidade cinemática, R é o raio do eixo e h é a espessura do filme de óleo.

$$Re = \frac{\omega R h}{\nu} \quad (121)$$

Considerando os limites de velocidade testados (máximo de 500 rad/s), a máxima espessura de filme calculada (ordem de grandeza de $10^{-4}m$), o raio fixo do eixo na ordem de $10^{-3}m$, e a viscosidade cinemática na ordem de grandeza de $10^{-6}m^2/s$, conclui-se que o número de Reynolds para os casos extremos é da ordem de grandeza de 10^1 , mantendo-se dentro do limite estabelecido para o regime laminar, mesmo para os casos mais extremos de carga e rotação testados.

5.2 Testes com o sistema de injeção desligado

Inicialmente, será apresentada a validação do modelo numérico do mancal segmentado radial com flexibilidade no pivô e lubrificação THD, comparando os resultados das simulações numéricas com os dados experimentais obtidos no trabalho de Andersen (2017).

O foco desta validação foi a análise estática do mancal observando o comportamento da posição do centro do eixo (por meio da excentricidade) e as propriedades de temperatura, espessura de filme e pressão do óleo lubrificante. Para estes testes, foi estabelecida uma temperatura de 43°C para a superfície do eixo, baseando-se nas temperaturas observadas no experimento que será apresentado na seção 5.3 e no experimento realizado por Andersen (2017).

Durante o trabalho de Andersen (2017), baseando-se em testes estáticos, variando a carga estática aplicada e, consequentemente, o deslocamento medido no sensor da extremidade do braço, foi possível estimar o valor da rigidez do pivô presente nos segmentos do mancal da bancada, representado pela inclinação da curva da Figura 22 (c). O valor médio encontrado foi de $K_{pivot} = 3 \cdot 10^7 N/m$ e o mesmo valor foi atribuído para os dois segmentos, para toda a faixa de aplicação de carga.

A Figura 22 (a) e (b) mostra dois gráficos obtidos do trabalho de Andersen para a variação de força por deslocamento. O primeiro teste (a) foi realizado com uma folga nominal de 6 mm e o segundo (b) com uma folga nominal de 12 mm. Os gráficos apresentam três curvas devido à presença dos três sensores mostrados na Figura 18. A partir destes gráficos, para cada uma das condições, é possível extrair as informações de folga diametral, representada pelo comprimento do patamar formado no gráfico; posição do centro do mancal, indicado pelo valor

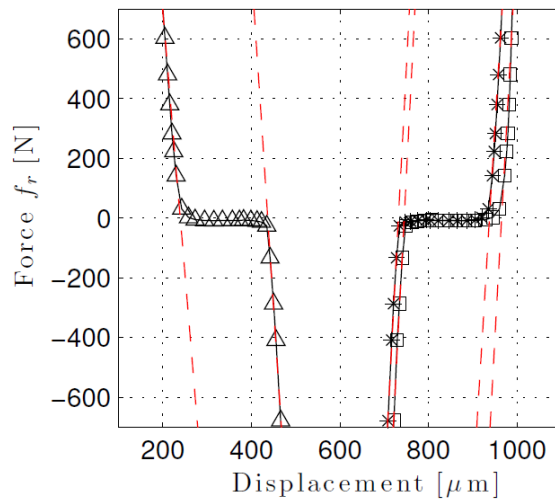
em x (deslocamento) que representa a coordenada no ponto central do patamar; e a estimativa da rigidez do pivô, calculada como a inclinação das retas formadas pelas curvas lineares de carga, como está esquematizada na Figura 22 (c).

Após estimada a rigidez do pivô que suporta o segmento, os testes de variação de carga estática com as medições de deslocamento foram aplicados para encontrar a folga radial de montagem. É possível perceber, nas Figuras 16 e 19, que o braço que suporta o eixo pode ser movimentado e é girado para a esquerda para que sejam montados os segmentos. Desta forma, cada vez que o mancal é montado no eixo e o braço é fixado na posição de teste, ocorre uma mudança da folga radial devido à montagem.

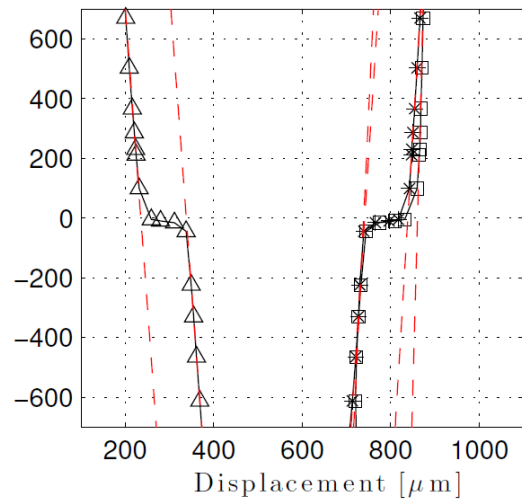
Durante a discussão dos resultados, será utilizado o número de Sommerfeld, valor adimensional comumente aplicado para análises em mancais de fluxo. A Equação 122 contém a expressão do adimensional, na qual ω é a velocidade angular do rotor (em $[rps]$), e W é a carga no mancal em $[N]$.

$$S = \frac{2\mu L \omega R^3}{W(R_s - R)^2} \quad (122)$$

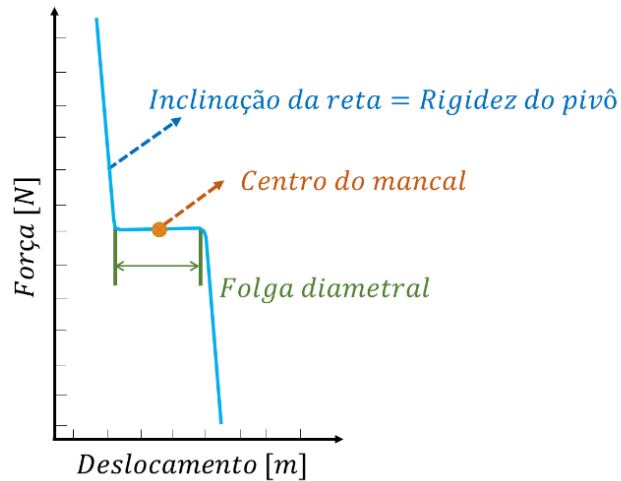
Utilizando os detalhes mostrados anteriormente, o primeiro teste realizado por Andersen (2017) aplicou a carga radial estática em três níveis: 500N, 700N e 900N, variando a rotação aplicada ao sistema. A Figura 23 apresenta os gráficos de excentricidade para a direção y , para cada uma das cargas testadas em comparação com os resultados numéricos obtidos pelo modelo.



(a) Andersen (2017)



(b) Andersen (2017)



(c)

Figura 22 – Gráficos de força por deslocamento apresentados no trabalho de Andersen (2017) como resultados para dois valores de folga nominal: (a) 0,00635 m; (b) 0,0127 m e (c) Esquema indicando como são obtidos os parâmetros experimentais de Rigidez do pivô, centro do mancal e folga diametral.

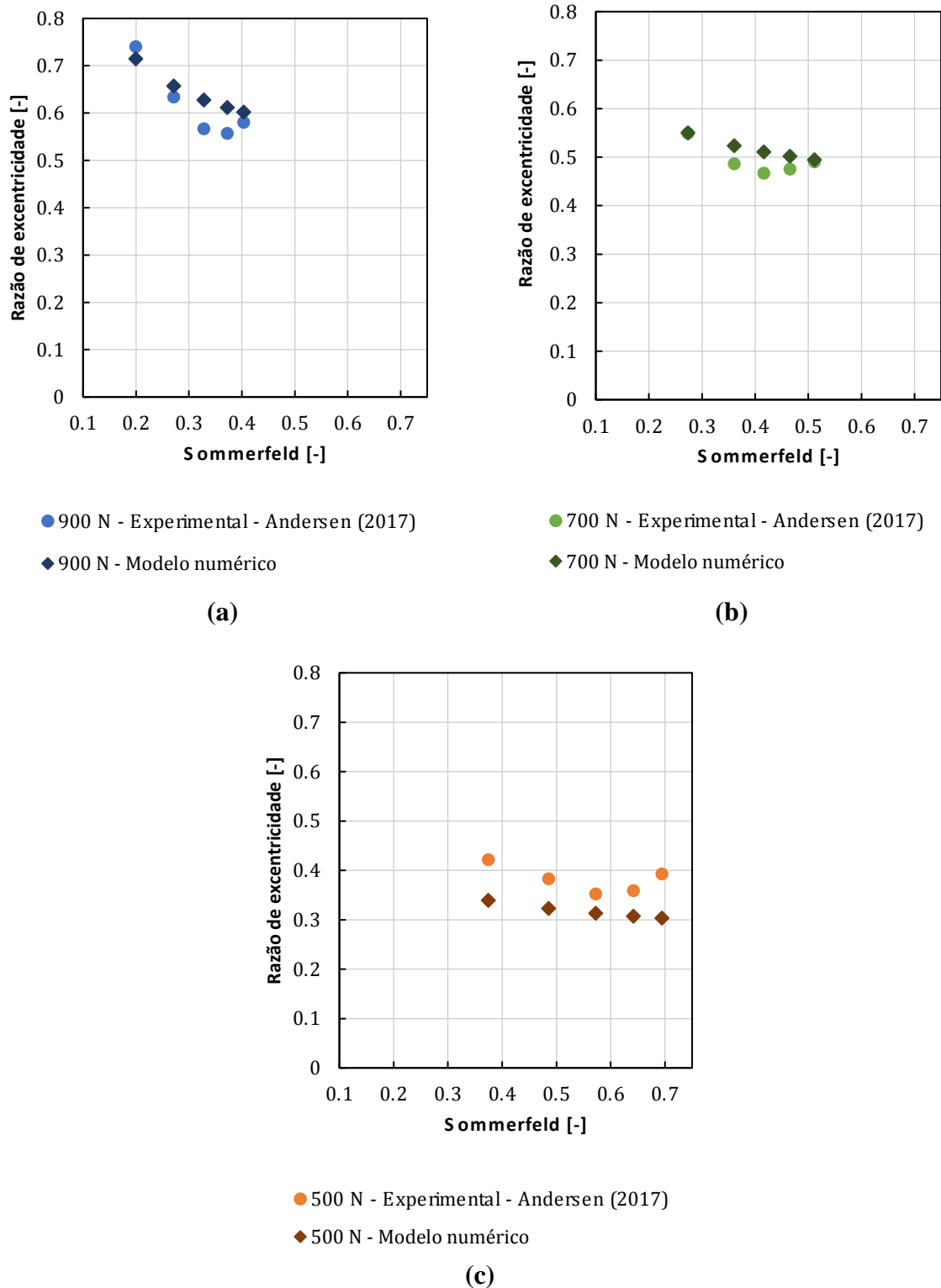


Figura 23 - Gráficos de comparação entre o modelo numérico apresentado no presente trabalho e os dados experimentais obtidos em Andersen (2017) para razão de excentricidade versus número de Sommerfeld: (a) 900 N, (b) 700 N, e (c) 500N.

Uma primeira tendência que pode ser observada é que com o aumento do carregamento os valores de razão de excentricidade também aumentam, de acordo com o comportamento fisicamente esperado, pois, o aumento da carga gera um maior afastamento do centro do eixo em relação ao centro do mancal, gerando maior razão de excentricidade. Outra constatação que pode ser comparada ao fenômeno físico esperado é que, com o aumento das rotações, a tendência da razão de excentricidade é diminuir, pois o eixo tende a receber mais sustentação, aproximando-se do centro do mancal. Nota-se que, tanto o modelo numérico quanto o experimento apresentam comportamento semelhante.

Também foi possível observar que para os testes realizados com o sistema de injeção desligado, os resultados numéricos obtiveram uma boa aproximação em relação aos resultados experimentais (erros de aproximadamente 9% a 11%), principalmente para o caso de carga mais elevada. Os testes realizados com carga mais baixa apresentaram menor dependência da rotação quando comparado aos casos com cargas mais elevadas. Isso se deve ao fato de que, em altas cargas, o efeito de afastamento do centro do mancal causado pela força externa, em baixa rotação, é mais intenso, gerando maior efeito de sustentação com o aumento de rotação.

Após realizada a comparação entre os diferentes níveis de carga, o modelo desenvolvido no presente trabalho foi comparado ao modelo teórico utilizado no trabalho de Andersen (2017) e também aos resultados experimentais obtidos por ele. A Figura 24 mostra, novamente, o gráfico da razão de excentricidade com a variação do número de Sommerfeld. É possível verificar que o modelo proposto no presente trabalho gerou resultados mais próximos dos resultados experimentais obtidos por Andersen (2017), tanto na tendência da curva formada pelos pontos, quanto nos valores que compõe a curva. O modelo apresentado em Andersen (2017) também apresentou boa previsão para a tendência da curva, mas os resultados quantitativos ficaram mais distantes dos resultados experimentais. A principal diferença entre os modelos numéricos foi a consideração da direção da espessura de filme na integração da equação de energia, e os gráficos da Figura 24 revelam a importância desta consideração no modelo do mancal segmentado.

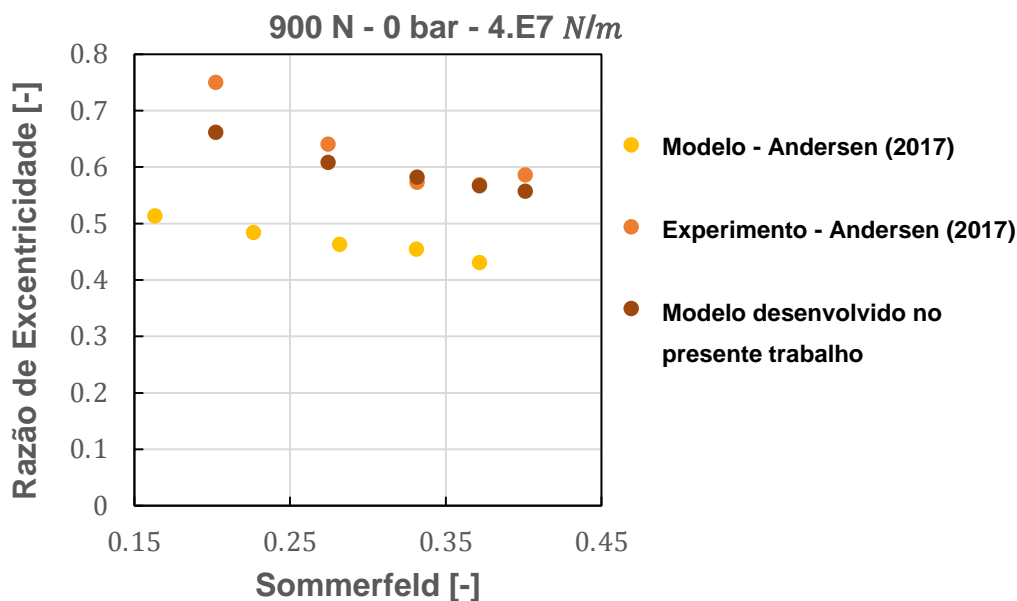


Figura 24 – Gráfico comparativo entre o modelo teórico e o experimento no trabalho de Andersen (2017) e o modelo numérico desenvolvido no presente trabalho.

A próxima comparação realizada está na Figura 25, e trata das temperaturas do filme de óleo na seção central do segmento. Para estes testes, a medida de temperatura foi feita no centro do segmento de ambos os segmentos, inferior e superior. O procedimento para obtenção da temperatura seguiu o que foi apresentado na metodologia, e o sistema funcionou por 2 horas em cada rotação, para atingir a condição de regime permanente.

Nota-se que o comportamento da temperatura é muito semelhante para todos os níveis de carga testados, revelando que, dentro do intervalo de cargas testadas, as temperaturas dos segmentos apresentam pouca sensibilidade à alteração deste parâmetro. Por outro lado, é possível verificar que a rotação exerce maior influência no comportamento da temperatura.

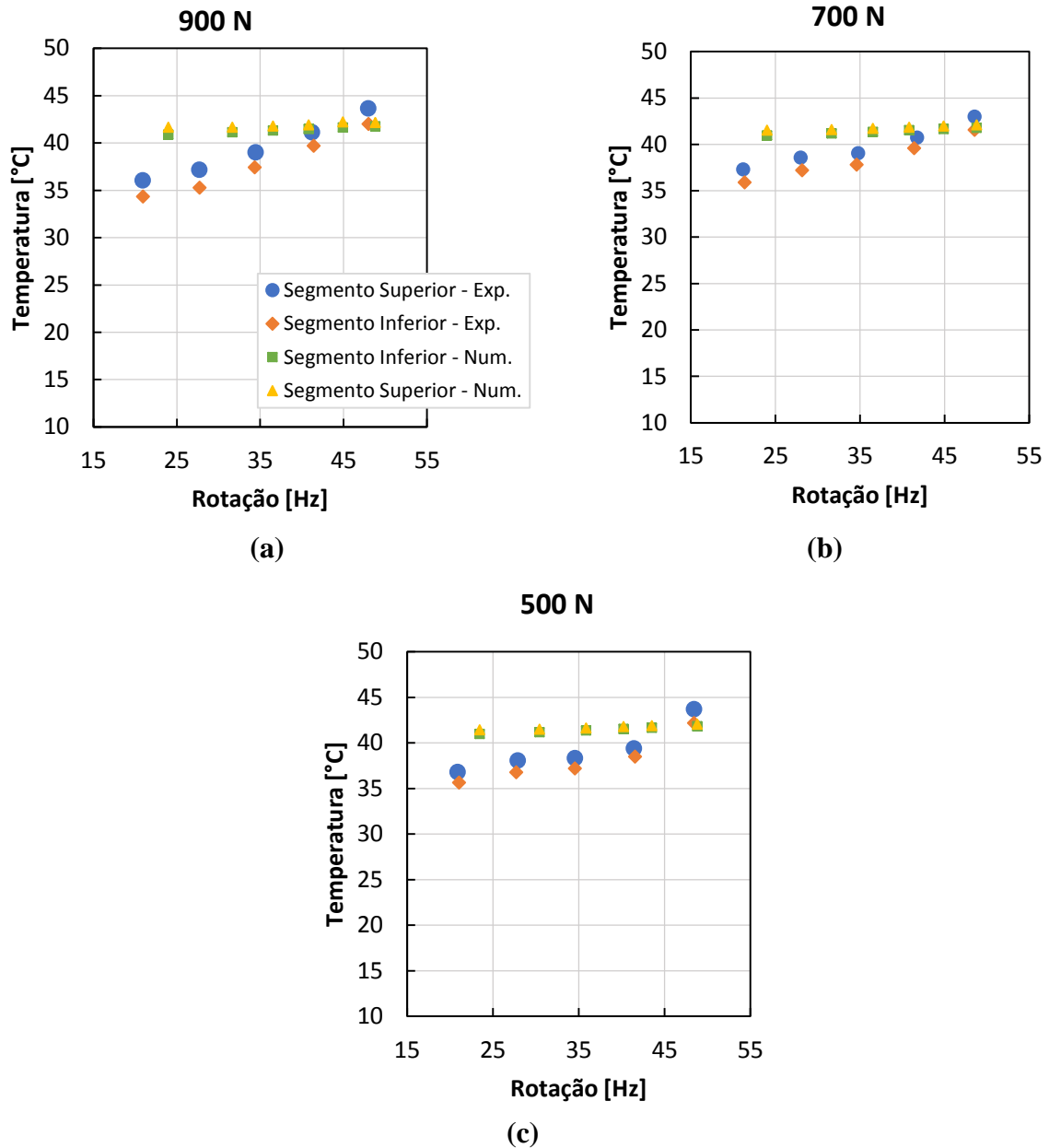


Figura 25 - Gráficos de comparação entre o modelo numérico apresentado no presente trabalho e os dados experimentais obtidos em Andersen (2017) para as temperaturas dos segmentos inferior e superior variando com a rotação: (a) 900 N, (b) 700 N, e (c) 500N.

Os resultados de temperatura calculados pelo método numérico mostraram-se coerentes com os resultados experimentais e a curva gerada pelos pontos de teste seguiu a mesma tendência de aumento da temperatura, com o aumento de rotação, quando comparada aos pontos experimentais.

Após analisar o comportamento da excentricidade do eixo e de temperatura central em diferentes cargas e rotações, e verificando que o comportamento do modelo numérico se mostrou coerente com os resultados experimentais, são avaliados os perfis de pressão, temperatura e espessura de filme de óleo para os dois segmentos, comparando seu comportamento na presença e ausência da consideração da flexibilidade do pivô.

Os gráficos das Figuras 26 e 27 contêm os resultados numéricos para a distribuição de pressão nos segmentos superior e inferior do mancal. Os gráficos de temperatura e espessura representam o perfil de espessura ao longo da direção x em uma seção fixa da direção z ($z = 20^{\text{o}}$ *volume*), enquanto que o código de cores é aplicado para mostrar a intensidade da temperatura.

A Figura 26 mostra os resultados para o modelo que não considera a flexibilidade do pivô e a Figura 27 os gráficos para o modelo que considera a flexibilidade dos pivôs. O caso simulado foi o da carga intermediária testada: 700 N à 24 Hz. Inicialmente, nota-se que o segmento inferior do mancal está sujeito ao maior carregamento, como demonstrado pelos perfis mais elevados de pressão. Além disso, a introdução da flexibilidade e consequente deformação do pivô resultou em menores distribuições de pressão.

Devido à menor pressão na superfície, o perfil da espessura do filme de óleo lubrificante aumenta, resultando em maior camada de lubrificante, o que resulta em menores temperaturas, como mostrado nos gráficos das Figuras 28 e 29. Além disso, as temperaturas se mostraram maiores na saída do segmento para ambos os casos testados, sendo que no caso sem a flexibilidade do pivô, devido à menor espessura de filme, o aumento de temperatura foi mais expressivo.

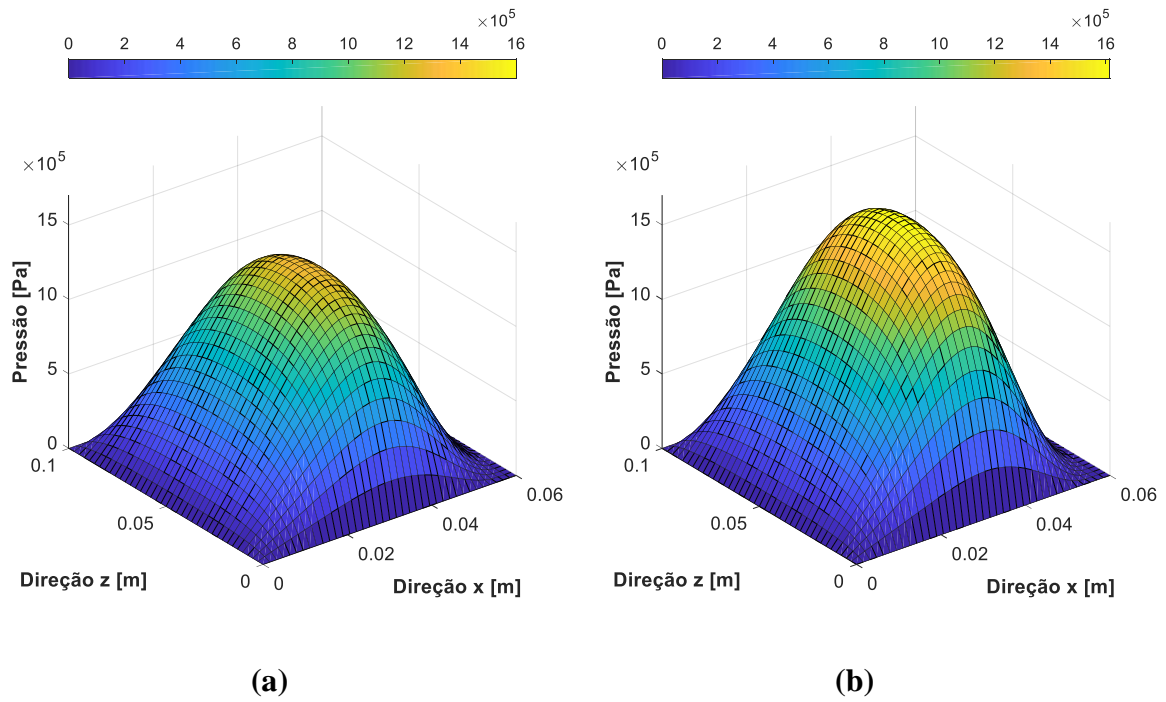


Figura 26 – Gráficos da distribuição de pressão no filme de óleo na superfície do segmento não considerando a flexibilidade do pivô no modelo numérico. (a) Segmento superior, (b) Segmento inferior.

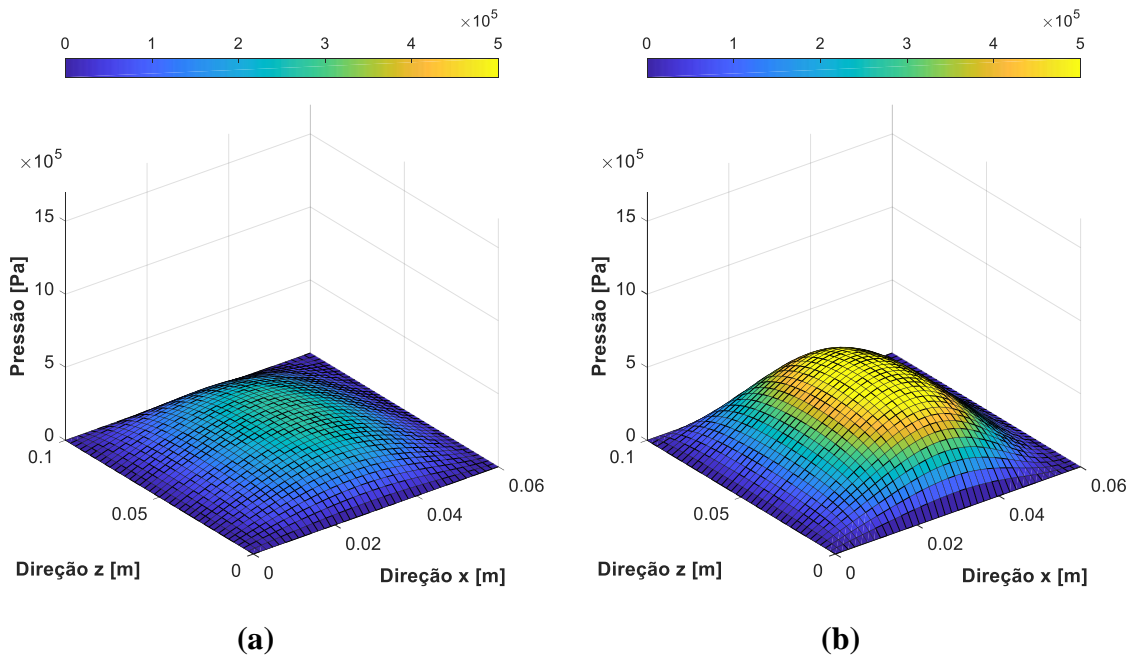


Figura 27 – Gráficos da distribuição de pressão no filme de óleo na superfície do segmento considerando a flexibilidade do pivô no modelo numérico. (a) Segmento superior, (b) Segmento inferior.

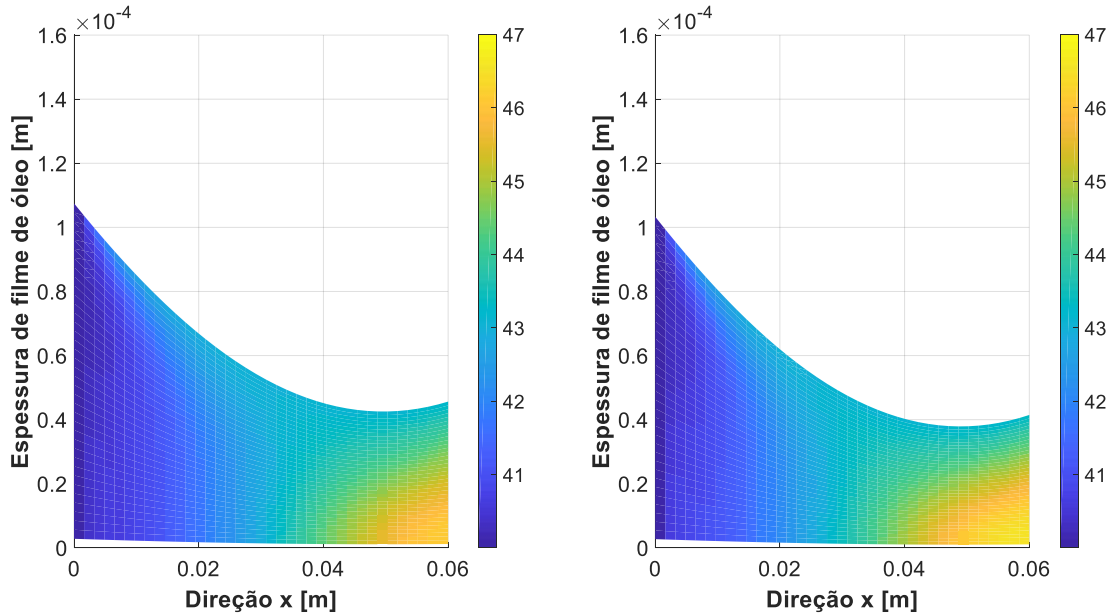


Figura 28 – Gráficos da distribuição de espessura de filme de óleo e da temperatura na superfície do segmento, para a seção central da direção z, não considerando a flexibilidade do pivô no modelo numérico. (a) Segmento superior, (b) Segmento inferior.

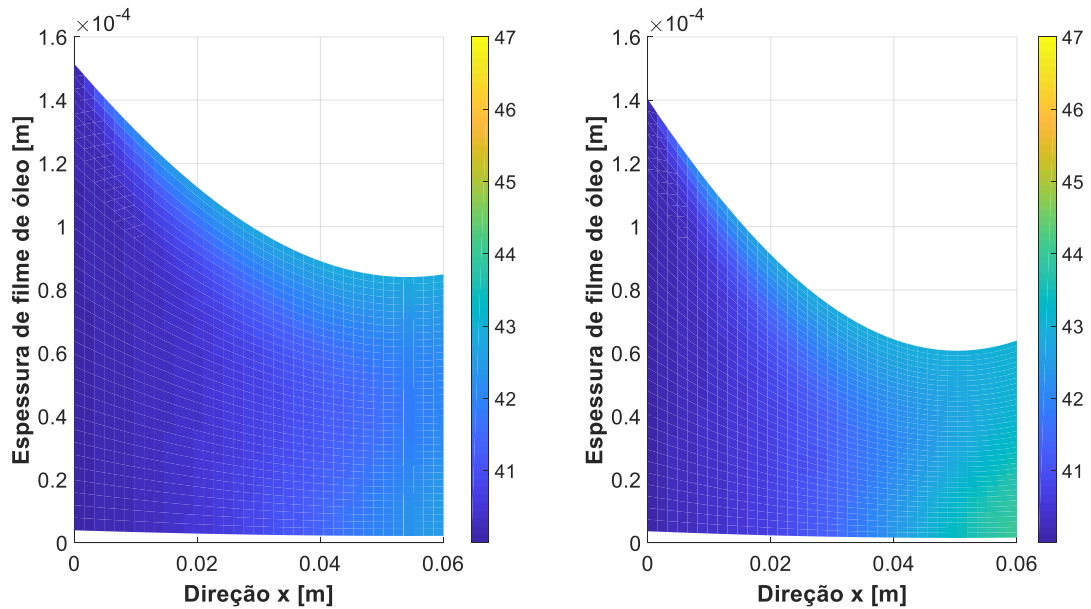


Figura 29 – Gráficos da distribuição de espessura de filme de óleo e da temperatura na superfície do segmento, para a seção central da direção z, considerando a flexibilidade do pivô no modelo numérico. (a) Segmento superior, (b) Segmento inferior.

5.3 Testes com o sistema de injeção ligado

Nesta seção serão apresentados os resultados obtidos numérica e experimentalmente para o mancal segmentado com o sistema de injeção com uma pressão diferente de zero. Os testes foram realizados pela autora (Leticia Bizarre) durante seis semanas na bancada presente na DTU (Copenhague, Dinamarca), descrita no capítulo 3 da metodologia.

Primeiramente, após realizada a montagem e checagem dos equipamentos, a análise realizada por Andersen (2017), para obter a folga radial, foi executada, a fim de garantir que o modelo numérico recebesse os dados que melhor representassem a realidade dos testes. Desta forma, a carga estática foi aplicada na extremidade do braço e, gradualmente, foi aumentada, gerando deslocamentos no sistema. A Figura 30 mostra os resultados de força e deslocamento obtidos pelo teste. Assim como mostrado na Figura 22 (c), a folga radial de montagem (C_b) pode ser calculada como sendo metade da folga diametral medida no gráfico e o centro do mancal (y_0) também foi estimado. Para ambas as medições foram utilizados os dados gerados pelo sensor na posição E (δ_{yE} , Figura 18), que apresenta melhor sensibilidade e os valores encontrados foram: $C_b = 47.5 \mu m$ e $y_0 = 246 \mu m$. Os dados δ_{y1} e δ_{y2} equivalem às medições realizadas pelos sensores posicionados em 1 e 2 como indicado na Figura 18.

Na sequência, utilizando os dados mostrados na Tabela 2 e corrigindo as informações sobre folga radial e posição do centro do mancal, serão apresentados os resultados de razão de excentricidade, experimentais e numéricos. A carga testada foi de 500 N para permitir a comparação com o caso sem injeção (0 bar), previamente apresentado, e os dois níveis de pressão de injeção no centro do segmento testados no presente trabalho (10 bar e 60 bar). O valor de rigidez de pivô aplicado durante as simulações desta etapa foi de $K_{pivot} = 4 \cdot 10^7 N/m$ (valor máximo estimado em Andersen (2017)), tornando os pivôs mais rígidos para melhor verificar a influência do fluxo de injeção no sistema.

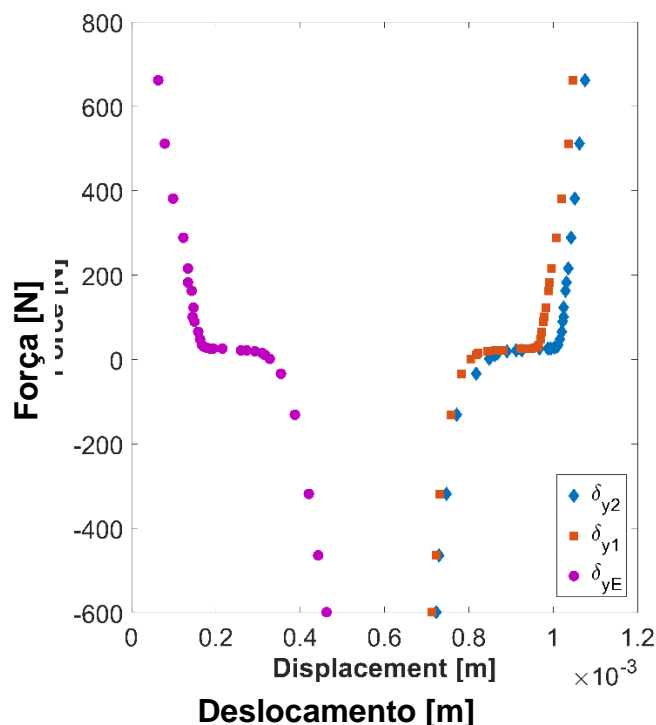


Figura 30 – Gráfico com a variação de força estática por deslocamento medida na bancada experimental da DTU.

A Figura 31 mostra os gráficos de razão de excentricidade com a variação do número adimensional de Sommerfeld. Observa-se que, com o aumento da pressão de injeção, os valores de excentricidade diminuíram, o que pode ser explicado pelo fato de que o fluxo de óleo injetado no centro do mancal acaba empurrando o eixo para a direção do centro do mancal, reduzindo as excentricidades.

Os resultados provenientes da simulação numérica para 10 bar revelaram uma boa aproximação dos resultados experimentais, principalmente para os casos de maior rotação. Para os testes realizados em 60 bar, ocorreu uma limitação numérica que fez com que apenas os pontos em alta rotação atingissem a convergência. Os testes experimentais para 60 bar também foram mais trabalhosos devido ao fato de que, com o aumento da rotação, as temperaturas no filme tornaram-se muito elevadas, devido ao diâmetro reduzido do furo de injeção e a alta pressão de injeção usada. Embora o modelo numérico tenha encontrado dificuldades de convergência, os resultados apresentaram a mesma tendência dos resultados experimentais, diferindo apenas em magnitude. Essa diferença pode ser consequência da flexibilidade do pivô, uma vez que, provavelmente, o valor da rigidez usada em todos os testes pode não ser o mais

adequado para o teste com 60 bar, necessitando um novo estudo e aproximação de uma rigidez do pivô que melhor descreva esta condição de teste.

Os testes numéricos também mostraram que, com o aumento de rotação, a razão de excentricidade diminui, evidenciando que o eixo se encontra mais próximo ao centro para estas condições.

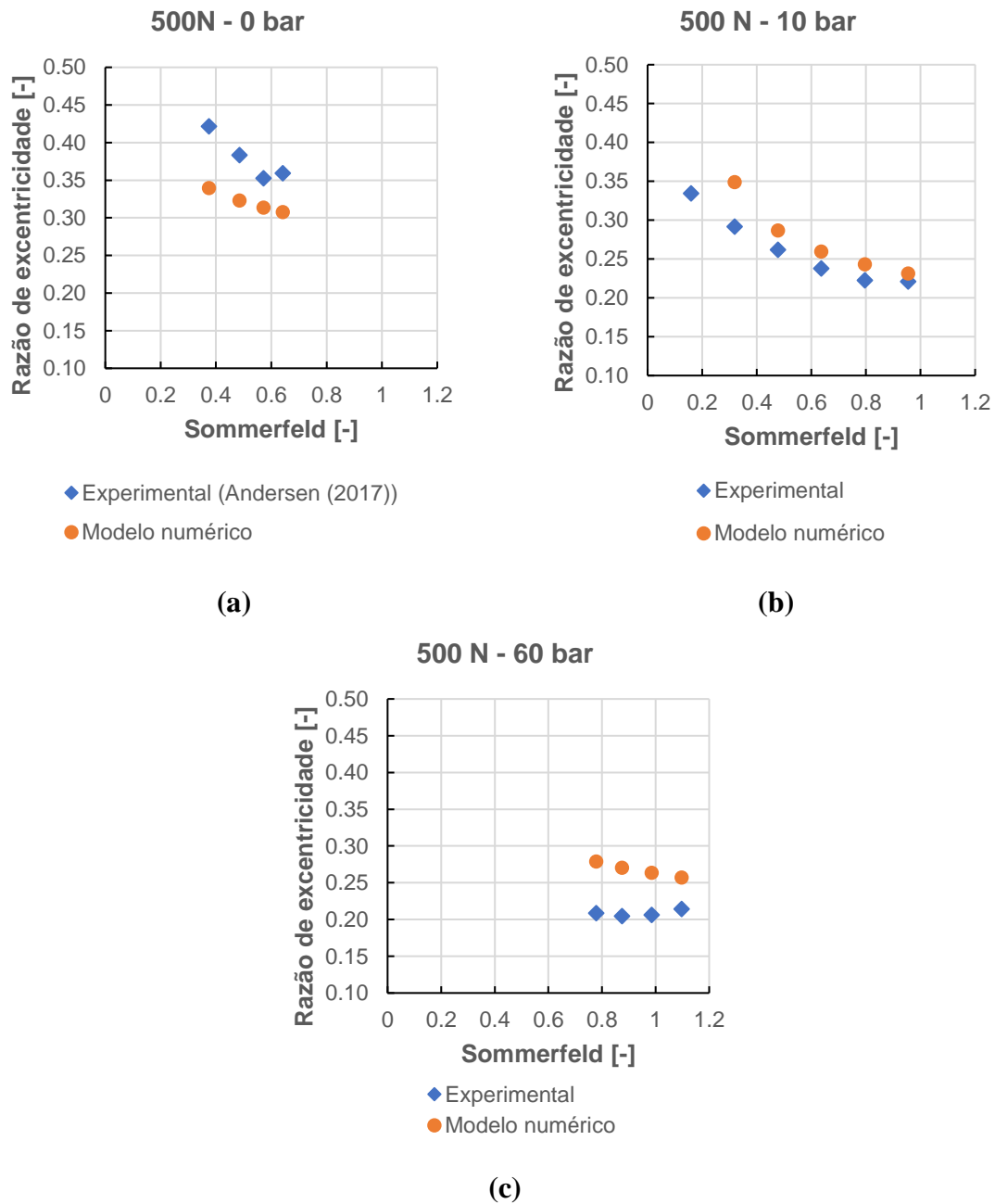


Figura 31 – Gráficos de comparação entre o modelo numérico apresentado no presente trabalho e os dados experimentais para a razão de excentricidade versus número de Sommerfeld para diferentes pressões de injeção: (a) 0 bar, (b) 10 bar, e (c) 60 bar.

Como os testes numéricos com pressão de injeção de 10 bar apresentaram aproximação aos resultados experimentais, esse nível de pressão foi escolhido para avaliar os perfis de pressão, espessura de filme e temperatura do filme de óleo.

Os gráficos da Figura 32 apresentam os resultados experimentais e numéricos para as variações de temperatura no segmento inferior, para os dois pontos de medição no segmento (Ponto 1 e 2) com diferentes rotações, e considerando a carga aplicada de 500 N. Como ilustrado na Figura 32, o sistema com 10 bar de injeção apresentou menores valores de temperatura devido ao fluido de injeção, injetado no centro dos segmentos. Os resultados numéricos sem a flexibilidade do pivô apresentaram melhores resultados em relação às temperaturas experimentais. Ainda, para menores rotações, os modelos apresentaram boa coerência com os resultados experimentais em ambas as condições de injeção. Com a pressão de injeção, houve alívio da carga no pivô, tornando o sistema eixo-mancal menos sensível à sua influência.

Durante os testes experimentais para a pressão de injeção de 60 bar foi observada uma maior elevação de temperatura no óleo de reposição que passa pelos segmentos e cai na caixa para coleta e também a formação de espuma/bolhas devido a intensidade da pressurização no centro do segmento. Estes efeitos descritos anteriormente não são contemplados na modelagem numérica e por isso optou-se por analisar o caso com 10 bar de injeção por apresentar um melhor comportamento do fluido durante os testes. Também pode ser encontrado como possível causa das diferenças entre os resultados numéricos e experimentais a presença de aditivos no óleo utilizado que não é conhecida no presente trabalho e pode gerar mudanças no comportamento do óleo.

Após avaliar as temperaturas medidas nos segmentos, o comportamento das distribuições de pressão, espessura de filme e temperatura obtidas numericamente, pela solução do modelo de lubrificação, são também avaliados. Para esta avaliação, foi estabelecida uma temperatura de 50°C para a superfície do eixo, baseando-se nas temperaturas observadas durante o experimento.

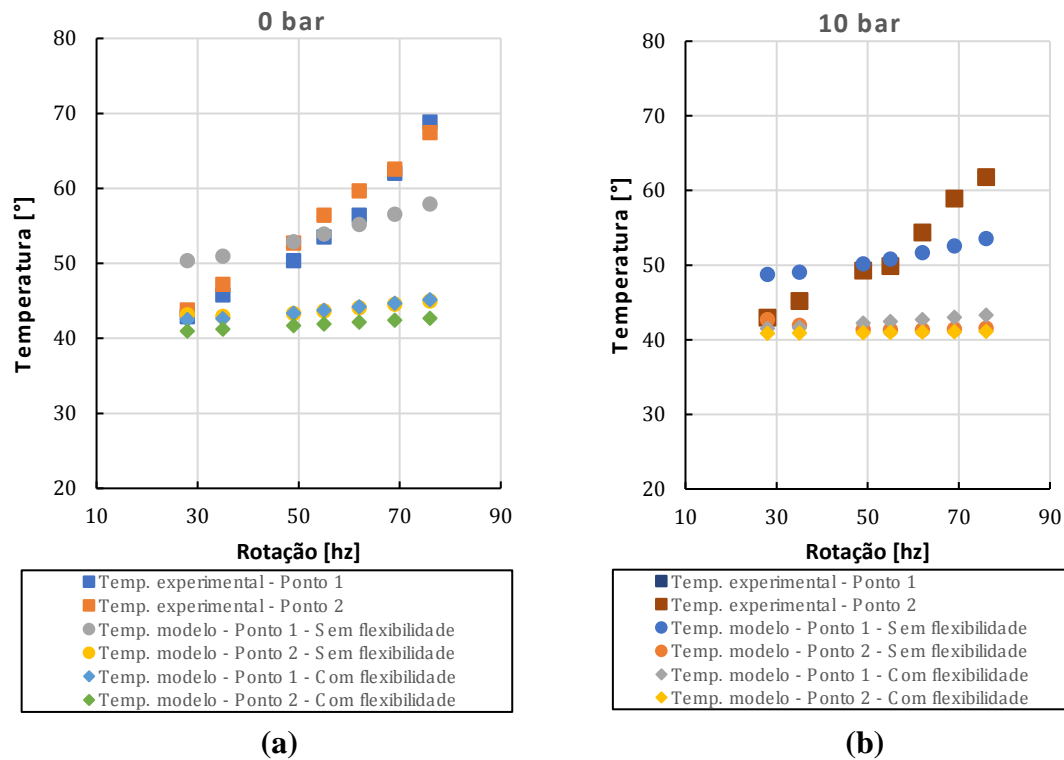


Figura 32 - Gráficos de comparação entre o modelo numérico apresentado no presente trabalho e os dados experimentais obtidos experimentalmente para a razão de excentricidade versus número de Sommerfeld: (a) 0 bar, (b) 10 bar.

Seguindo o mesmo procedimento adotado para a análise das temperaturas, os testes de 10 bar foram selecionados para avaliar os perfis de pressão, espessura de filme e temperatura do filme de óleo. Também são comparados os casos com e sem a consideração da flexibilidade do pivô. Desta forma, para facilitar o entendimento da análise realizada, foram criados quatro tipos de testes, descritos na Tabela 4, todos simulados utilizando uma carga de 500 N e 20 Hz de rotação. Os resultados estão apresentados nas Figuras 33-38.

Tabela 4 – Descrição das características dos quatro casos testados para a análise de perfis de pressão, espessura de filme e temperatura.

Casos	Injeção de óleo	Flexibilidade do pivô
1	Não	Não
2	Não	$K = 4 \cdot 10^7$ N/m
3	10 bar	Não
4	10 bar	$K = 4 \cdot 10^7$ N/m

Caso 1

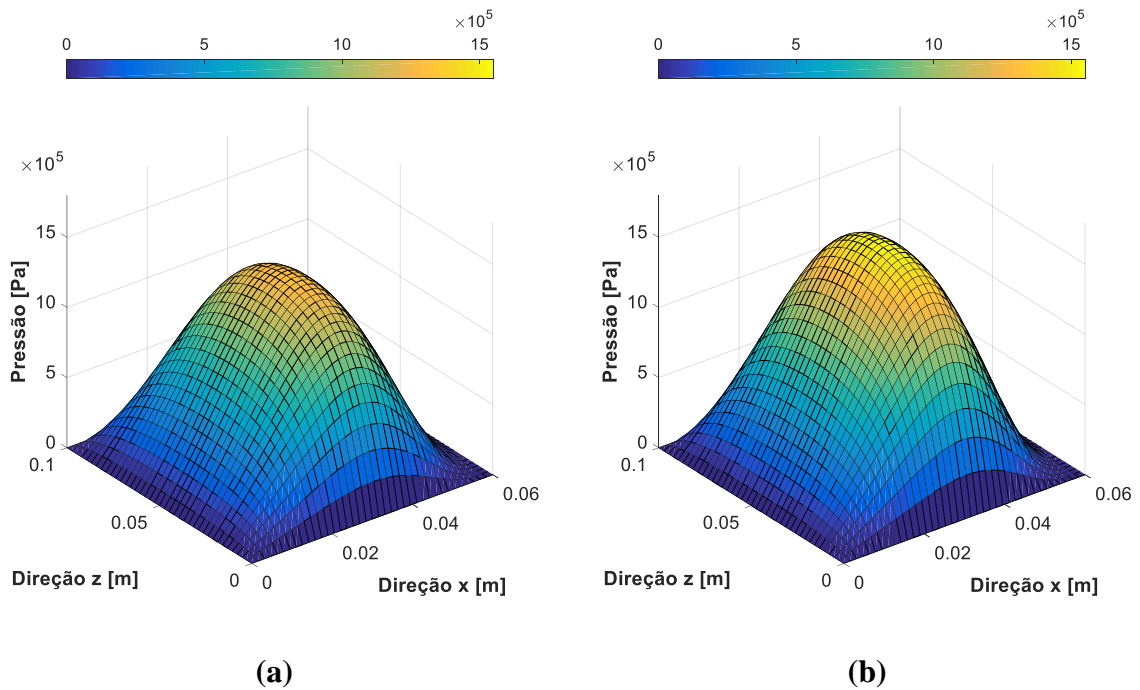


Figura 33 – Gráficos representando a distribuição de pressão no filme de óleo na superfície do segmento não considerando a flexibilidade do pivô no modelo numérico e sem pressão de injeção. (a) Segmento superior, (b) Segmento inferior.

Caso 2

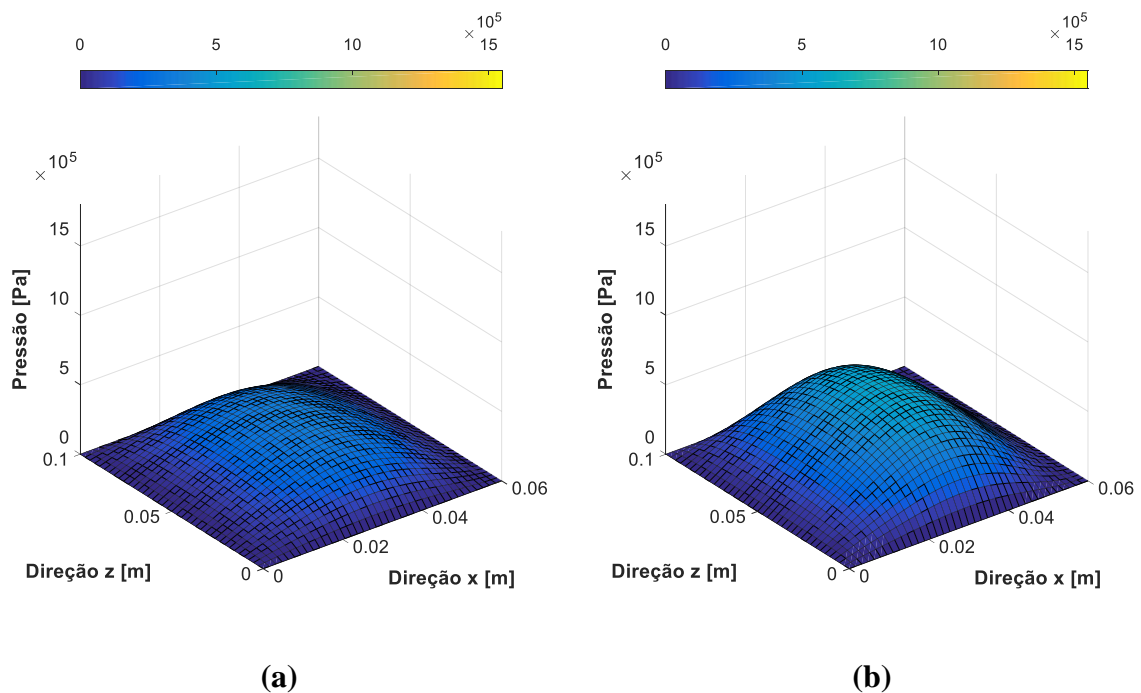


Figura 34 – Gráficos representando a distribuição de pressão no filme de óleo na superfície do segmento considerando a flexibilidade do pivô no modelo numérico e sem pressão de injeção. (a) Segmento superior, (b) Segmento inferior.

Caso 3

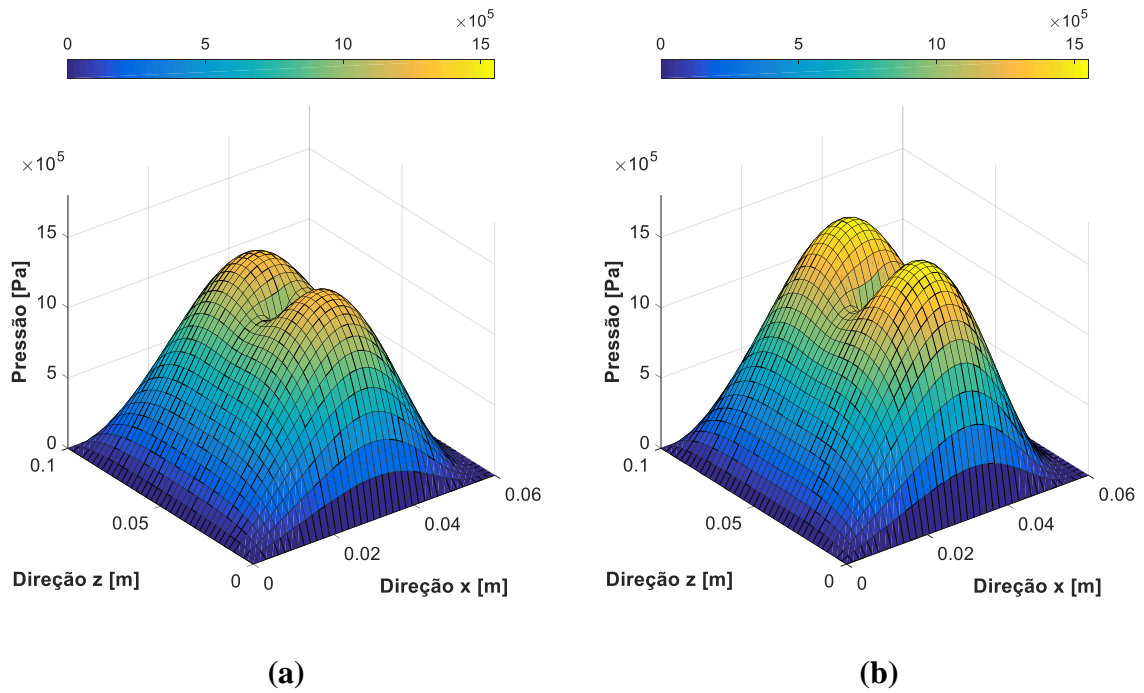


Figura 35 – Gráficos representando a distribuição de pressão no filme de óleo na superfície do segmento não considerando a flexibilidade do pivô no modelo numérico e 10 bar de pressão de injeção. (a) Segmento superior, (b) Segmento inferior.

Caso 3

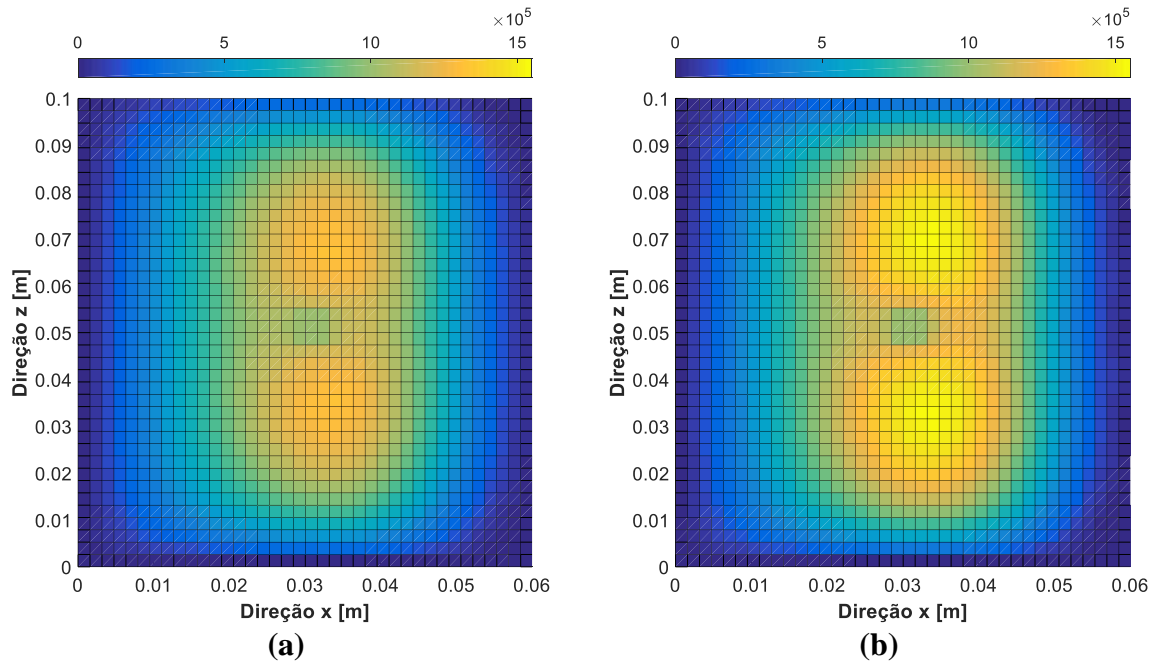


Figura 36 – Gráficos representando o detalhe da superfície do segmento e a distribuição de pressão não considerando a flexibilidade do pivô no modelo numérico e 10 bar de pressão de injeção. (a) Segmento superior, (b) Segmento inferior.

Caso 4

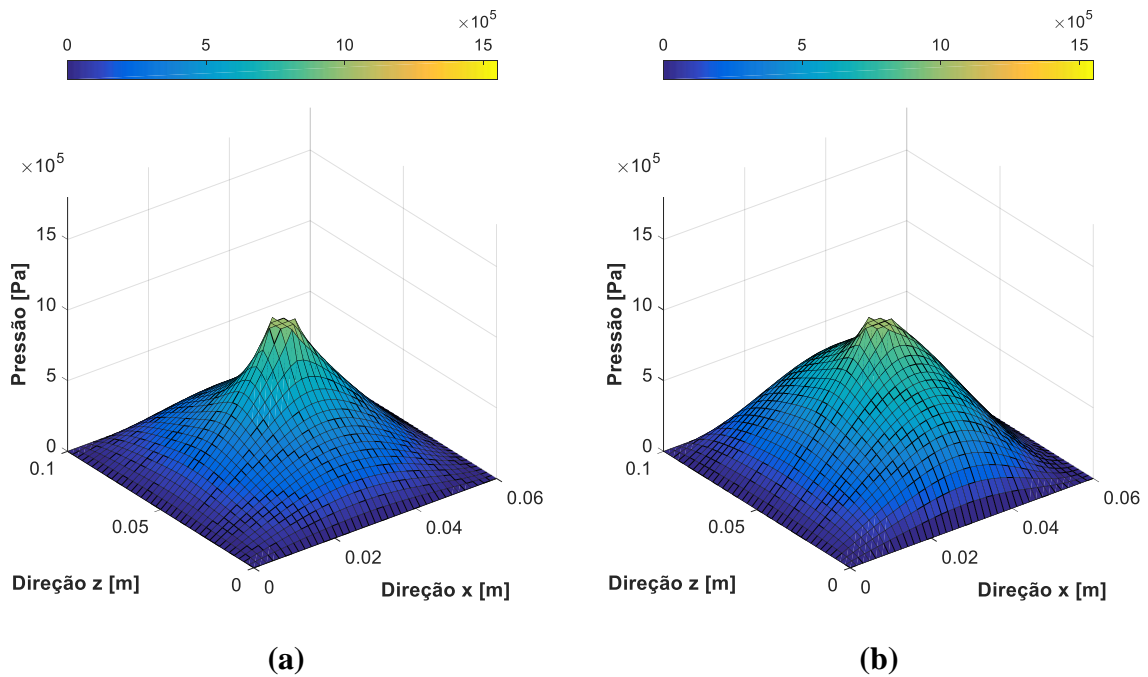


Figura 37 – Gráficos representando a distribuição de pressão no filme de óleo na superfície do segmento considerando a flexibilidade do pivô no modelo numérico e 10 bar de pressão de injeção. (a) Segmento superior, (b) Segmento inferior.

Caso 4

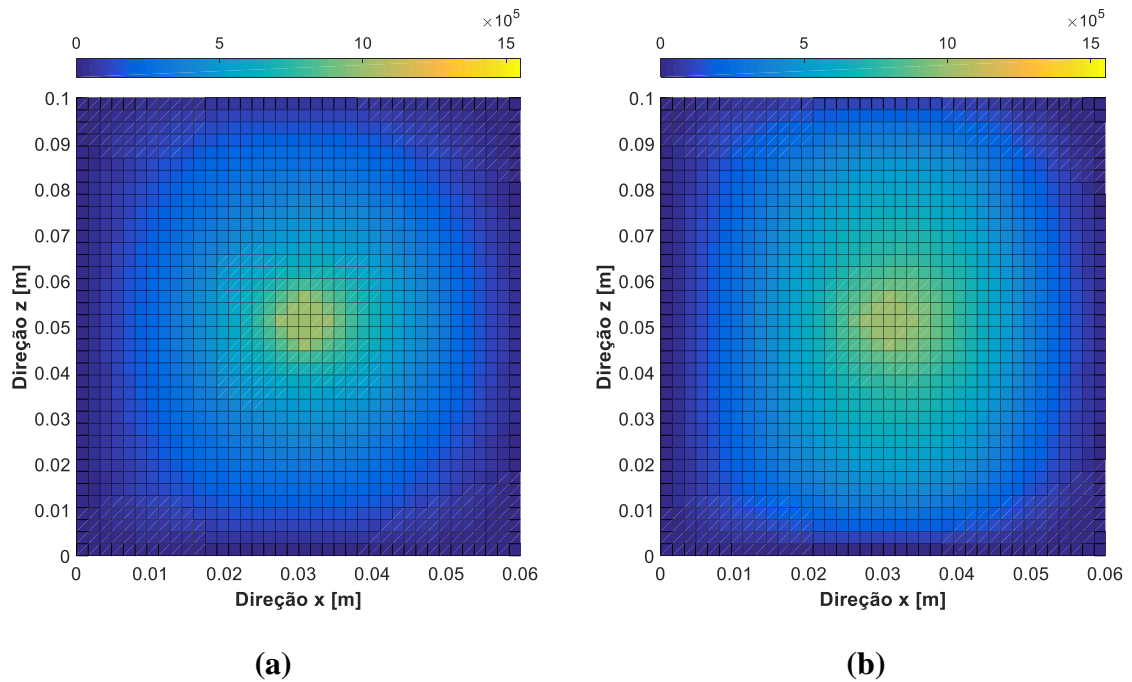


Figura 38 – Gráficos representando o detalhe da superfície do segmento e a distribuição de pressão considerando a flexibilidade do pivô no modelo numérico e 10 bar de pressão de injeção. (a) Segmento superior, (b) Segmento inferior.

Assim como mostrado pelos gráficos de pressão da sessão anterior, as Figuras 33-38 revelam que a presença de flexibilidade do pivô faz com que os níveis de pressão diminuam, observando-se o mesmo comportamento para os testes com a consideração da pressão de injeção. Outro efeito notado foi que, para o caso em que não temos a flexibilidade do pivô (Caso 2) e aplicamos uma pressão de injeção de 10 bar, a pressão no centro do furo passa a ser menor do que a pressão de pico, antes presente na superfície (Figura 26), gerando a depressão mostrada na Figura 35. Para o caso com a flexibilidade do pivô, ao decréscimo do nível de pressão, a injeção gera um pico de pressão, mostrado na Figura 37, sendo este menos evidente para o segmento inferior, devido à maior carga e maior pressão na superfície. Os gráficos 36 e 38 mostram os detalhes da região de injeção no centro dos segmentos.

Após analisadas as distribuições de pressão nos segmentos para os 4 casos criados, serão avaliadas as temperaturas e espessuras de filme de óleo para o mesmo nível de carga e rotação (500 N e 20 Hz).

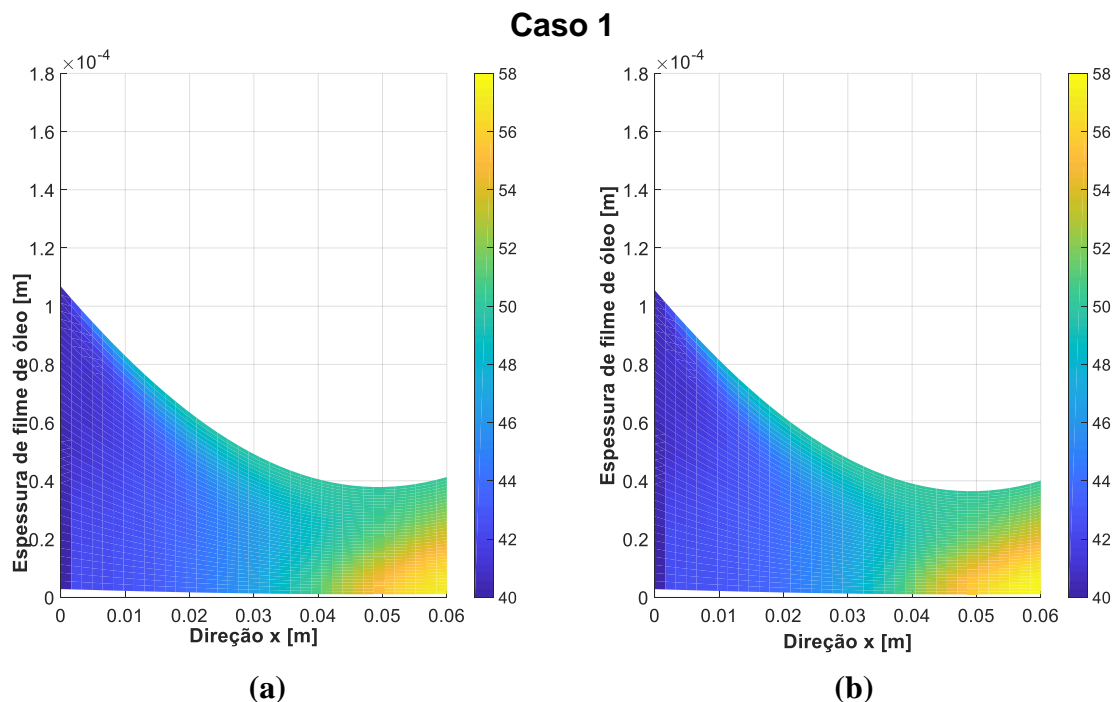


Figura 39 – Gráficos representando a distribuição de espessura de filme de óleo e de temperatura na superfície do segmento, para a seção central da direção z, não considerando a flexibilidade do pivô no modelo numérico e sem injeção. (a) Segmento superior, (b) Segmento inferior.

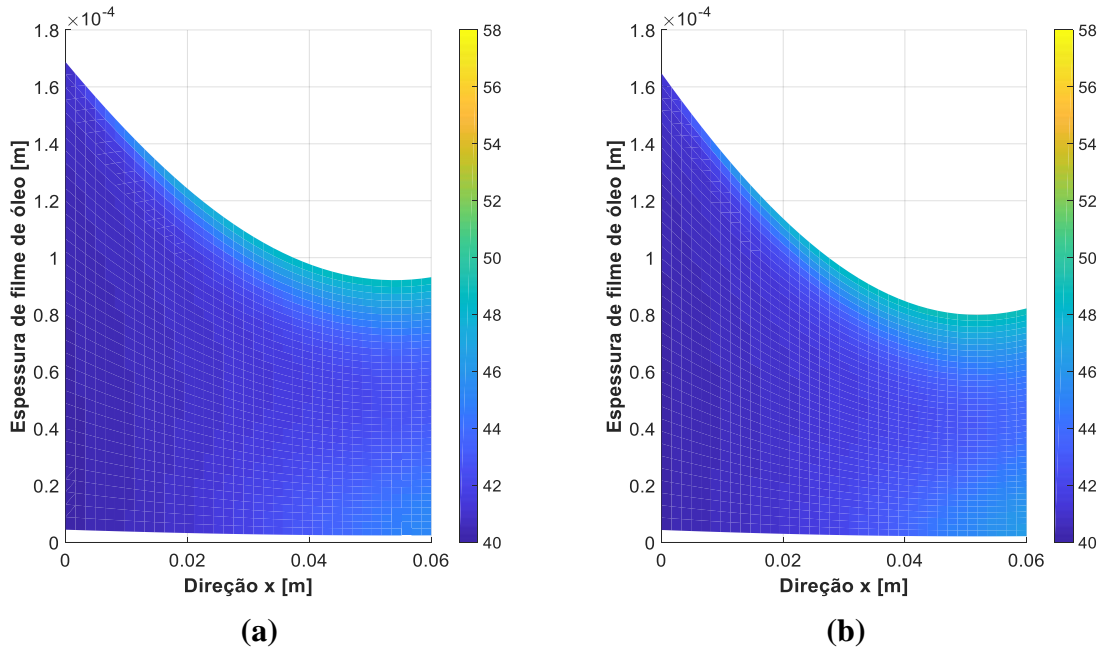
Caso 2

Figura 40 – Gráficos representando a distribuição de espessura de filme de óleo e de temperatura na superfície do segmento, para a seção central da direção z, considerando a flexibilidade do pivô no modelo numérico e sem injeção. (a) Segmento superior, (b) Segmento inferior.

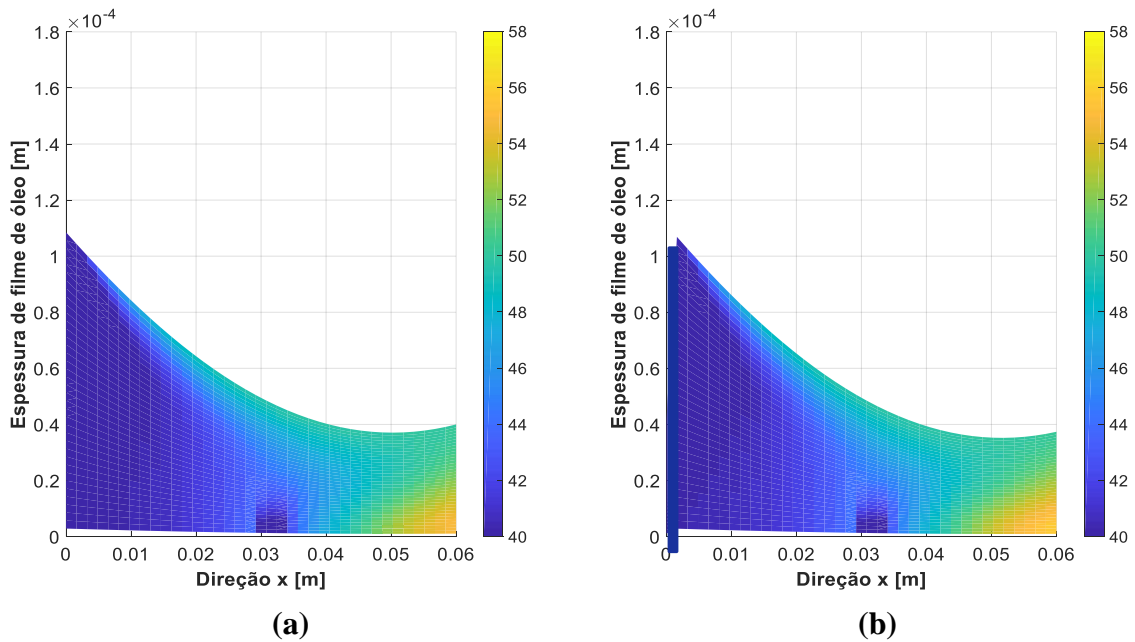
Caso 3

Figura 41 – Gráficos representando a distribuição de espessura de filme de óleo e de temperatura na superfície do segmento, para a seção central da direção z, não considerando a flexibilidade do pivô no modelo numérico e com injeção de 10 bar. (a) Segmento superior, (b) Segmento inferior.

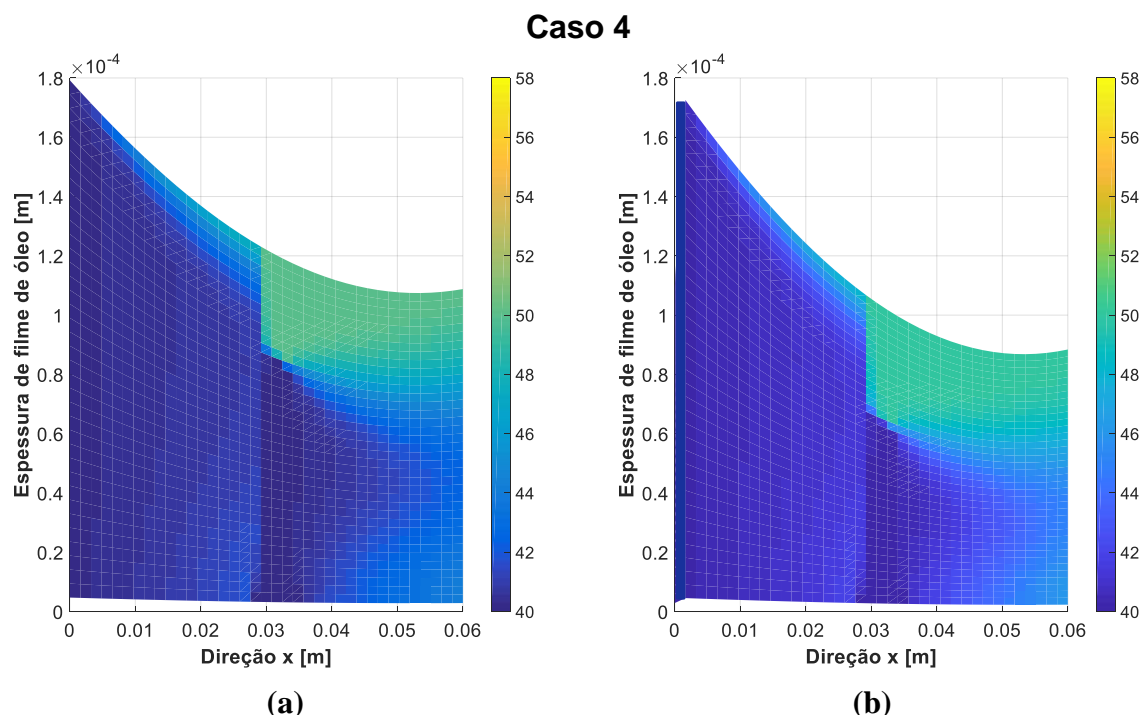


Figura 42 – Gráficos representando a distribuição de espessura de filme de óleo e de temperatura na superfície do segmento, para a seção central da direção z, considerando a flexibilidade do pivô no modelo numérico e com injeção de 10 bar. (a) Segmento superior, (b) Segmento inferior.

A inclusão da flexibilidade do pivô gerou o mesmo efeito observado anteriormente, aumentado a espessura de filme na superfície do segmento e, conseqüentemente, diminuindo as temperaturas do filme de óleo. Foi possível notar que a presença da injeção de óleo no modelo sem a flexibilidade do pivô (Figura 41) gerou apenas uma zona fria na região do furo, não havendo a injeção propriamente dita, como mostrado no perfil de pressão (depressão na Figura 35) enquanto que para o caso com a flexibilidade ocorre o fluxo decorrente da injeção, conforme observado na Figura 42 e no perfil de pressão da Figura 37. Observa-se, na Figura 42 que, mesmo ocorrendo o fluxo de fluido frio, devido à injeção, este fluxo não atinge a parede do eixo, devido às condições de contorno numéricas estabelecidas durante a solução do problema (temperatura fixa do eixo).

Também foi possível observar, para o caso mostrado na Figura 42, a propagação da temperatura fria na direção circunferencial do eixo, mostrando o arrasto do fluido frio provocado pelo movimento de rotação do mancal e a influência da injeção do fluxo frio no centro do segmento, na distribuição de temperaturas do fluido.

Após verificação do comportamento dos parâmetros do fluido (pressão, temperatura e espessura de filme), serão avaliados os coeficientes dinâmicos do mancal, utilizando o equilíbrio estático apresentado na seção de metodologia. Para o presente estudo, os coeficientes foram calculados utilizando a redução síncrona, na qual a frequência de vibração considerada é igual a de rotação do eixo, assim como utilizado por Daniel e Cavalca (2014).

Os mesmos quatro casos abordados na Tabela 4 são usados para investigar o comportamento dos coeficientes de rigidez e amortecimento diretos e cruzados. Os gráficos das Figuras 43-46 contêm os resultados obtidos da simulação numérica, sendo os de rigidez representados por (a) e os de amortecimento por (b). O anexo C traz o detalhamento dos valores calculados para cada um dos coeficientes.

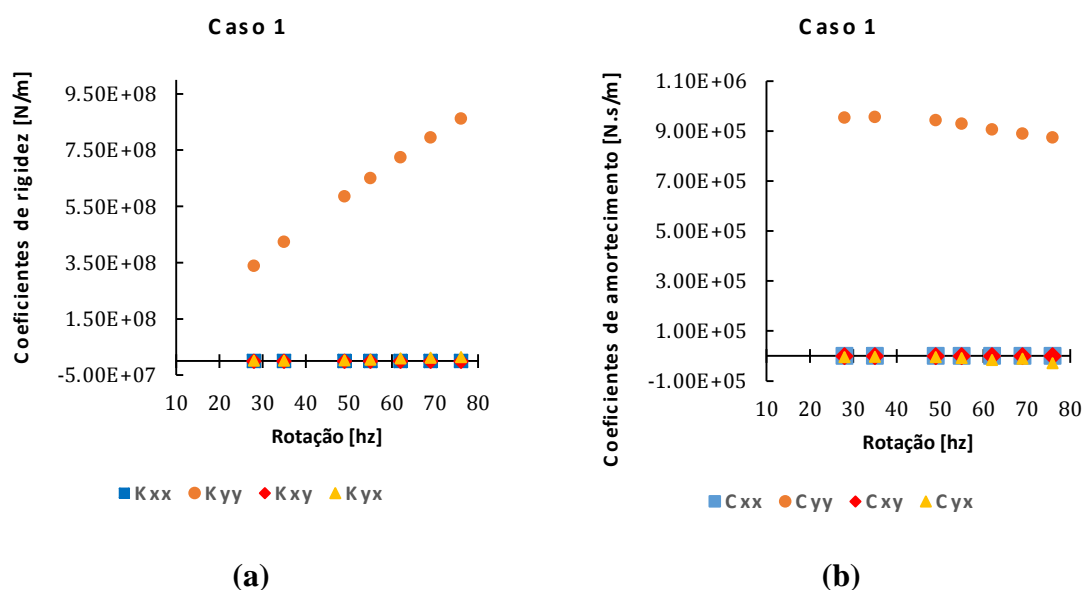


Figura 43 – Gráficos dos coeficientes de rigidez (a) e amortecimento (b) com a variação de rotação para o caso 1.

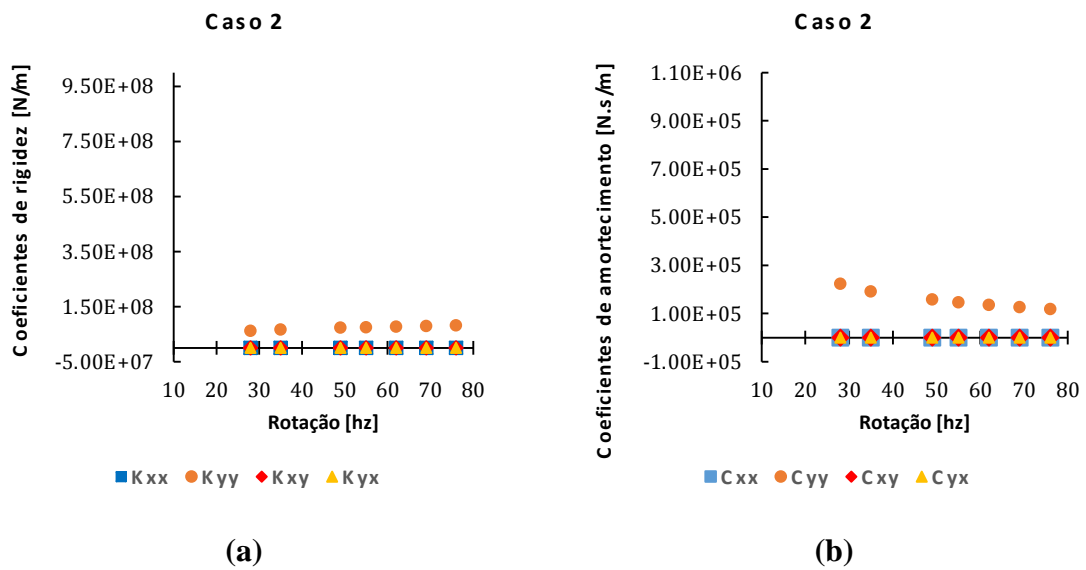


Figura 44 – Gráficos dos coeficientes de rigidez (a) e amortecimento (b) com a variação de rotação para o caso 2.

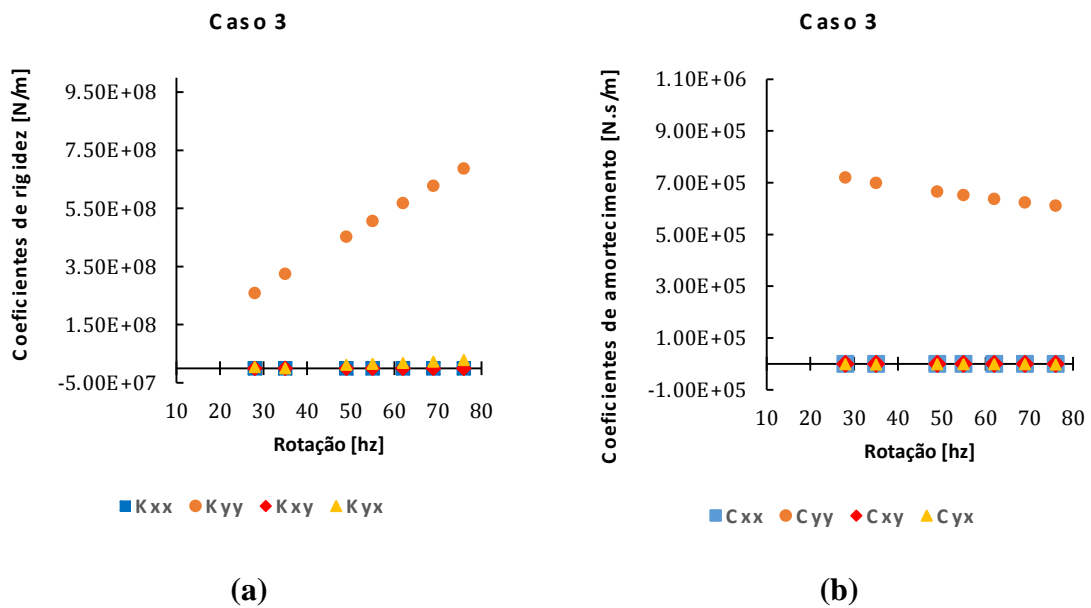


Figura 45 – Gráficos dos coeficientes de rigidez (a) e amortecimento (b) com a variação de rotação para o caso 3.

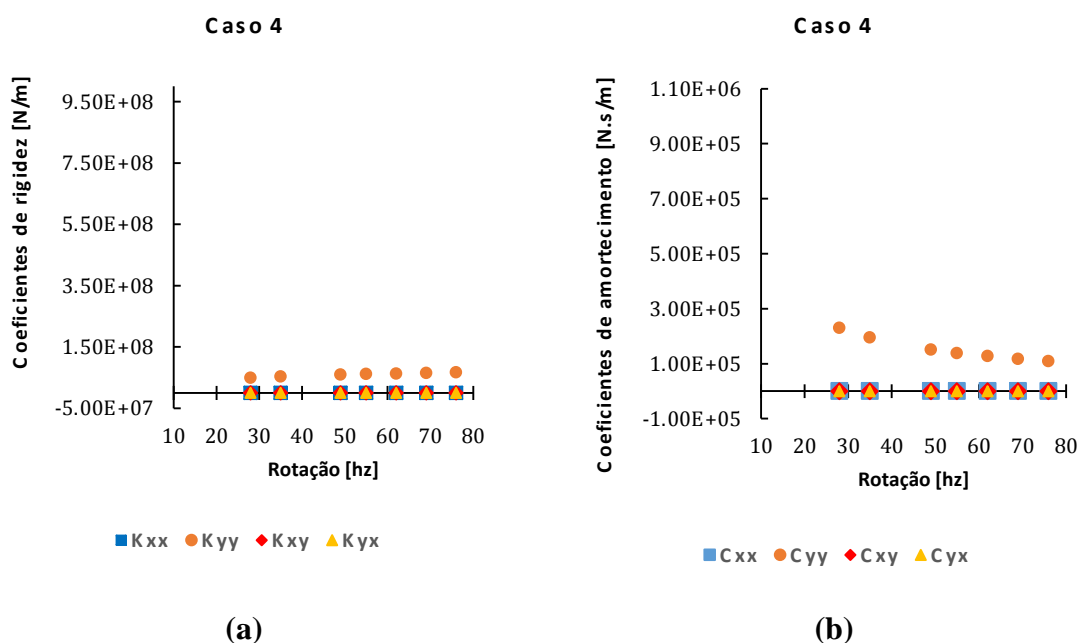
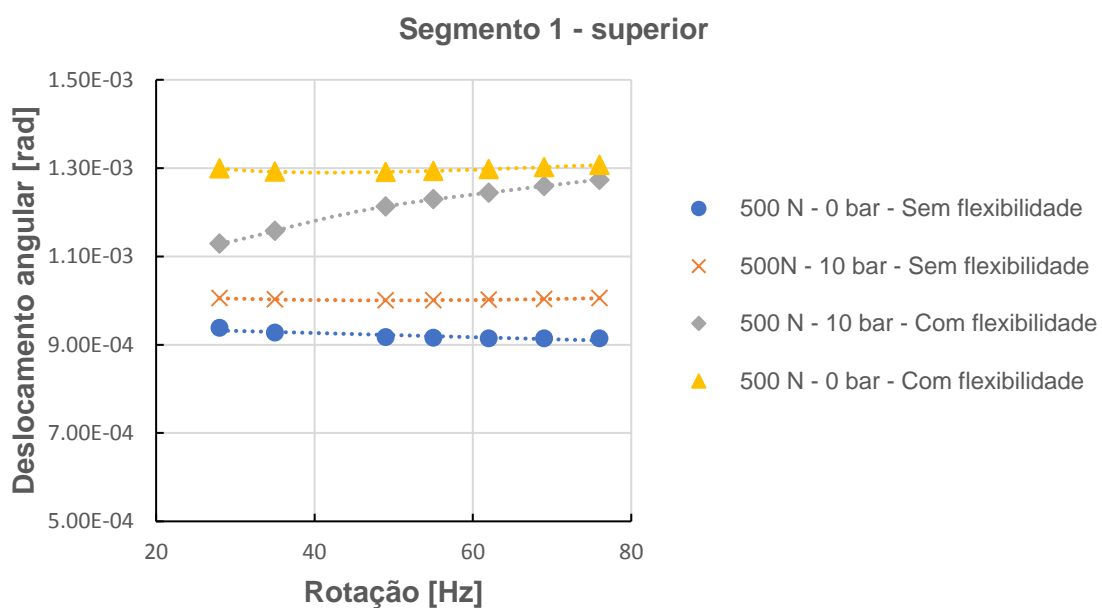


Figura 46 – Gráficos dos coeficientes de rigidez (a) e amortecimento (b) com a variação de rotação para o caso 4.

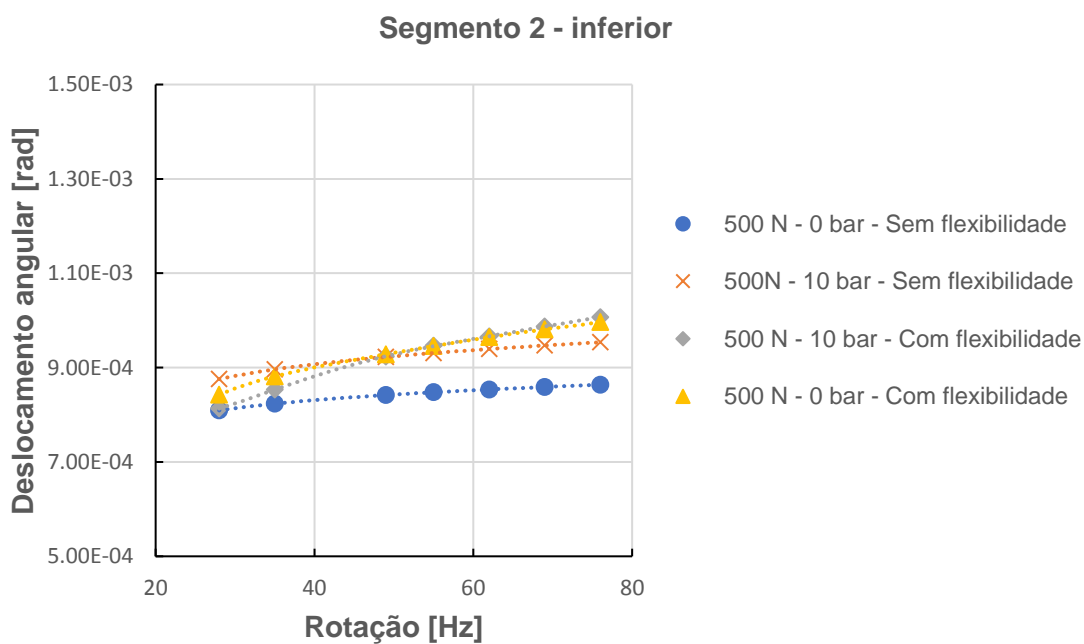
Considerando que a bancada de testes do mancal segmentado não apresentava a aplicação de cargas na direção x e nem contava com sensores para medições nesta direção, todas as medições realizadas foram na direção y, assim como as análises de excentricidade do eixo. Desta forma, os resultados obtidos numericamente, e mostrados nas Figuras 43-46 para os coeficientes na direção x, corroboram com os valores nulos esperados na direção x, assim como para os coeficientes cruzados de amortecimento e rigidez, os mesmos se mostraram numericamente nulos, confirmando teoricamente esperado. A redução do valor dos coeficientes de rigidez e amortecimento são notáveis com a inclusão da flexibilidade do pivô, e menos sensíveis à presença do fluxo de injeção, devido ao aumento da espessura do filme de óleo e consequentemente redução do perfil de pressão e temperaturas, como mostrado nas Figuras 33-42.

O comportamento obtido para os coeficientes de rigidez e amortecimento se mostraram coerentes com os resultados apresentados em Daniel e Cavalc (2014) para simulações THD, aumentando com a rotação para a rigidez e diminuindo para o amortecimento.

Analisado o comportamento dos coeficientes dinâmicos, o próximo resultado a ser comparado é o deslocamento angular dos segmentos superior (1) e inferior (2), considerando os quatro casos testados (Figura 47 (a) e (b)). Na legenda dos gráficos foi descrita as condições de teste para facilitar a comparação.



(a)



(b)

Figura 47 – Deslocamentos angulares para os segmentos superior (a) e inferior (b).

Inicialmente, observando a Figura 47 (a) e (b), verifica-se que os deslocamentos sofridos pelo segmento inferior são menores quando comparados ao segmento superior, menos carregado durante o funcionamento do mancal. Outra constatação é que o caso sem injeção e sem flexibilidade é aquele que apresenta menores deslocamentos angulares, enquanto que o caso com maiores deslocamentos é aquele com flexibilidade nos pivôs e sem injeção no centro do furo. O segmento inferior se mostrou menos sensível às variações de deslocamento angular devido ao maior nível de carga ao qual está submetido, assim como para todos os casos, pode ser notada uma baixa dependência da rotação. A inclusão da flexibilidade do pivô provoca discreto aumento dos deslocamentos angulares, quando comparados aos casos sem flexibilidade.

6. CONCLUSÕES

O presente trabalho contribui com a modelagem de mancais segmentados radiais hidrodinâmicos, considerando o regime de lubrificação THD, a direção da espessura de filme na integração da equação de energia, a presença de um furo de injeção no centro dos segmentos e a flexibilidade dos pivôs que suportam os segmentos. A partir deste modelo e dos testes experimentais realizados em uma bancada dedicada ao estudo deste tipo de mancal, foi possível avaliar as condições de lubrificação do sistema e os coeficientes dinâmicos do mancal.

Os testes experimentais aplicados durante a validação do modelo foram executados na DTU e também foram utilizados os testes realizados por Andersen (2017) na mesma bancada de mancais segmentados. Inicialmente foi avaliada a presença da flexibilidade do pivô (sistema de injeção desligado) e para três níveis de carga diferente, variando a rotação do sistema e a razão de excentricidade, obtida pela aplicação do método numérico, obteve boa concordância com os resultados experimentais, permitindo uma previsão promissora do comportamento do eixo.

Na sequência foram comparados os modelos aplicados por Andersen com os resultados experimentais e os numéricos calculados pelo presente trabalho. Foi possível notar que o modelo aqui proposto forneceu uma melhoria na previsão da excentricidade do eixo, quando comparado ao modelo já utilizado, tanto na tendência dos pontos quanto nos valores calculados, corroborando a importância e o objetivo de gerar melhorias no modelo de mancal segmentado.

A presença da flexibilidade do pivô fez com que os níveis de pressão fossem reduzidos, devido à deformação do pivô, e gerou, consequentemente, um aumento da espessura do filme de óleo e redução dos perfis de temperatura.

As comparações de temperatura mostraram que, experimental e numericamente, o aumento de carga causou uma variação suave de temperaturas e o modelo proposto fez boas previsões das temperaturas medidas no centro do segmento (experimento de Andersen (2017)). As principais diferenças de temperatura ocorreram devido às variações de velocidade de rotação, revelando uma maior sensibilidade às alterações deste parâmetro. Uma razão para as diferenças entre o modelo e os dados experimentais, foi a dificuldade experimental de medir a temperatura de entrada de fluxo de lubrificante em cada segmento, pois durante a operação dos

testes do mancal, a temperatura do filme de óleo de reposição aumenta com o tempo, efeito este não contemplado no modelo aqui proposto.

Desta forma, a partir desta primeira etapa de estudo, foi possível concluir que a consideração da flexibilidade do pivô é fundamental para atingir melhor coerência entre resultados teóricos e dados experimentais. Uma previsão aperfeiçoada do campo de temperatura e, conseqüentemente, da viscosidade na espessura do filme de óleo, assim como a estimativa da posição do eixo na faixa de velocidades de rotação, é essencial para analisar o mancal segmentado e o comportamento do sistema onde este mecanismo é aplicado.

A segunda etapa de estudos considerou, na modelagem numérica, a presença do furo de injeção central, além da flexibilidade do pivô e da consideração da direção da espessura de filme na integração da equação de energia (modelo THD). Devido ao curto tempo de testes disponíveis na Dinamarca (DTU), foram testadas duas pressões de injeção, baseadas no trabalho de Andersen (2017), escolhendo desta forma, os limites mínimos e máximos de: 10 bar e 60 bar.

Foi possível concluir que os resultados numéricos simulados pelo modelo proposto alcançaram boa coerência com os resultados experimentais, principalmente para o caso com pressão de injeção de 10 bar. Os casos simulados para 60 bar apresentaram maior dificuldade de convergência e, por isso, foram comparados apenas os dados para alta rotação. Também deve ser observado que os testes experimentais com 60 bar apresentaram maior aquecimento, além da formação de bolhas/espuma na caixa de coleta do óleo que passa pelo mancal, tornando o óleo de reposição mais aquecido do que o valor inicial previsto, dificultando a estima correta da temperatura de reposição de óleo.

A partir dos resultados de excentricidade, que melhor aproximaram o caso de 10 bar, foram comparadas as temperaturas nos dois pontos de medição do segmento inferior para o caso sem injeção e o caso com injeção. Foi possível concluir que a injeção gerou temperaturas mais baixas, quando comparadas às temperaturas sem a presença da injeção, e também que os resultados experimentais mostraram uma tendência a temperaturas mais elevadas, voltando ao fato de que as temperaturas de entrada na reposição e na injeção sofriam aquecimento durante o funcionamento da bancada, aumentando as temperaturas globalmente.

As distribuições de pressão mostraram o mesmo comportamento visto na primeira análise, quanto à consideração ou não da flexibilidade do pivô. Para o caso em que a flexibilidade do pivô aumenta a espessura de filme e reduz o perfil de pressão sobre o segmento, quando aplicada a pressão de injeção, é formado um pico de pressão no centro, indicando que a pressão ali é maior que a do segmento, ocorrendo a injeção de fluido frio. Para o caso em que não se considerava a flexibilidade, e o perfil de pressão era mais elevado, a pressão de injeção era menor que o pico máximo no centro do segmento, não ocorrendo a injeção de fluxo frio, gerando apenas uma região fria em torno do furo, devido ao fato da pressão de injeção ser menor que a pressão sobre o segmento. Os gráficos de temperatura para os casos com injeção permitiram visualizar a propagação do fluido frio com a injeção. Para o caso em que a pressão na superfície era mais elevada (Caso 3) e a pressão de injeção apenas gera uma zona fria, nota-se que apenas a região do furo permanece resfriada, enquanto que para o caso com menor pressão na superfície, a injeção gera maior fluxo no interior do fluido, e o arrasto do fluido frio com o movimento de rotação pode ser percebido da Figura 42.

Após estudados os parâmetros característicos do fluido, e utilizando o equilíbrio estático realizado, os coeficientes dinâmicos do sistema puderam ser avaliados. Os valores numéricos estimados dos coeficientes de amortecimento e de rigidez apresentaram um comportamento coerente, pois a direção x não foi considerada nos ensaios realizados e esta condição foi reproduzida nas simulações numéricas, fornecendo um zero numérico. Foi possível observar que a introdução da injeção e da flexibilidade do pivô produziram uma redução dos coeficientes, tanto de rigidez, quanto de amortecimento, devido às variações de espessura de filme e pressão que alteram as temperaturas e viscosidades do filme de óleo. Além disso, os coeficientes de rigidez e amortecimento também apresentaram as mesmas tendências obtidas pelo trabalho de Daniel e Cavalca (2014), demonstrando a coerência das alterações efetuadas no modelo.

Também foi possível concluir dos resultados apresentados que a introdução do sistema de injeção e da flexibilidade do pivot fez com que os coeficientes diretos de rigidez e amortecimento se aproximassem dos cruzados, mostrando que, no sistema estudado, a introdução destes efeitos fez com o sistema tivesse uma condição de estabilidade comprometida quando comparada à condição sem as considerações, evidenciando a necessidade da correta determinação da flexibilidade do pivot no estudo do comportamento dinâmico do mancal segmentado.

Por fim, a variação angular dos segmentos foi avaliada a partir dos resultados do equilíbrio estático realizado. Foi possível observar que a introdução dos efeitos de flexibilidade do pivô e injeção no centro do segmento geraram um discreto aumento da amplitude dos deslocamentos angulares. Além disso, o segmento inferior apresentou menores deslocamentos quando comparado ao segmento superior, sujeito a menor carregamento. O deslocamento angular mostrou uma baixa sensibilidade às alterações de rotação, para todos os casos testados em ambos os segmentos.

Em conclusão, o modelo proposto se mostrou promissor para a previsão do comportamento do fluido lubrificante assim como do equilíbrio do eixo, permitindo estimar os coeficientes dinâmicos do mancal utilizando informações mais precisas do comportamento estático. É importante ressaltar a importância da flexibilidade do pivô no modelo do mancal segmentado, fazendo com que a correta estimativa da flexibilidade gere resultados mais precisos. Para a bancada de testes utilizada, a rigidez do pivô se mostrou baixa, mesmo sendo feito em aço, fazendo com que a espessura de filme e excentricidade fossem diretamente afetadas por estes parâmetros, com expressiva influência quando comparadas às influências causadas pelos efeitos de lubrificação.

7. TRABALHOS FUTUROS

A partir do estudo realizado no presente trabalho, de desenvolvimento e validação de um modelo consistente com os dados experimentais, é possível sugerir como trabalhos futuros, que incluam melhorias e novos testes de validação:

- Realizar os testes com a variação do tipo de aplicação de carregamento (no modelo testado foram todos feitos em LOP)
- Utilizar outras condições de contorno para a superfície do eixo e do segmento, incluindo efeitos de troca de calor;
- Testar mais níveis de pressão de injeção, permitindo avaliar mais profundamente os efeitos dessa variação no comportamento dos parâmetros do lubrificante e dos coeficientes dinâmicos;
- Realizar testes dinâmicos no mancal permitindo comparar os coeficientes calculados numericamente com dados experimentais;

- Aplicar os coeficientes calculados em um modelo de rotor e comparar com os resultados experimentais obtidos dinamicamente;
- Testar diferentes posições do furo de injeção e verificar o impacto dessa mudança nos parâmetros estudados;
- Incluir a consideração das deformações no contato (modelagem TEHD) no mancal segmentado;
- Testar o modelo proposto em mancais com mais de dois segmentos e verificar seu comportamento.

8. BIBLIOGRAFIA

ANDERSEN, T. B. **Two Different Design Solutions to Adjust the Properties of Tilting-Pad Journal Bearings – An Experimental Investigation**, Dissertação de Mestrado, Technical University of Denmark, 2017.

ALLAIRE, P. E., PARSELL, J. A., BARRET, L. E. “A pad perturbation method for the dynamic coefficients of tilting pad journal bearing”. **Wear**, v. 72, 1981, p.29-44.

ALVES, D. S. **Investigação do Efeito Térmico no Comportamento Dinâmico de Mancais Hidrodinâmicos**, Dissertação de Mestrado, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2011.

BONCOMPAIN., R.; FILLON., M.; FRENE. J. Analysis of Thermal Effects in Hydrodynamic Bearings, **Journal of Tribology**, v.108, p.219-224, 1986.

BRANAGAN, L. A. **Thermal Analysis of Fixed and Tilting Pad Journal Bearings including Cross-Film Viscosity variations and Deformation**, Tese de Doutorado, University of Virginia, Charlottesville, Virginia, 1988.

BROCKWELL K., KLEINBUB D., DMOCHOWSKI W. Measurement and Calculation of the Dynamic Operating Characteristics of the Five Shoe Tilting-Pad Journal Bearing, **STLE Tribology Transactions**, v. 33, no. 4, p. 481-492, 1989.

BROCKWELL K., DMOCHOWSKI W. Experimental determination of the journal bearing oil film coefficients by the method of selective vibration orbits, **Proceedings of the 12th Biennial Conference on Mechanical Vibration and Noise**, T. S. Sankar, V. Kamala, and P. Kim, Eds., p. 251–259, ASME, New York, NY, USA, 1989.

CASTELLI, V., PIRVICS, J. Review of numerical methods in gas bearings film analysis, **Journal of Lubrication Technology**, 1968, p. 777-792

CAMERON, A. Heat Transfer in Journal Bearings: A Preliminary Investigation, **Proceedings of the 1951 general Discussion on Heat Transfer**, Inst. Mech. Engr., 1951, p. 194-197.

CHILDS, D. **Turbomachinery Rotordynamics: Phenomena, Modelling, and Analysis**, John Wiley & Sons, 1993, Inc. NYC, US.

CONSTANTINESCU, V. N. On the pressure equation for turbulent lubrication, **Proceedings of the Conference on Lubrication and Wear**, IMechE, London, UK, v.182– 183, 1967, p. 132–134.

COPE, W. F. A Hydrodynamic Theory of Film Lubrication, **Proc. Roy. Soc.**, Series A, v.197, 1949, p. 201-217.

DANIEL, G. B., CAVALCA, K. L. Investigation of the influence of thermal effects in the dynamic coefficients of a tilting pad journal bearing, **10th International Conference on Vibrations in Rotating Machinery**, IMechE, Woodhead Publishing, 2012, p. 479-489.

DANIEL, G. B., CAVALCA, K. L. Evaluation of the Thermal Effects in Tilting Pad Bearing, **International Journal of Rotating Machinery**, v. 2013, ID 725268, 2013.

DANIEL, G. B., ALVES, D. S., CAVALCA, K. L., CRUZ, R. F. Temperature Influence on the Equivalent Coefficients Estimation for Journal Bearings, **ASME** 2010.

DIMOND, T. YOUNAN, A., ALLAIRE, P. A Review of Tilting Pad Bearing Theory, **International Journal of Rotating Machinery**, v. 2011, ID 908469, 2011, 23 p.

DOWSON, D. A Generalized Reynolds Equation for Fluid Film Lubrication, **International Journal of Mechanical Sciences**, v.4, Issues 2, 1962, p.159-170.
ETTLES C. The Analysis and Performance of Pivoted Pad Journal Bearings considering Thermal and Elastic Effects, **J. Lubr. Tech.**, ASME Trans., v. 102, no. 2, pp. 182_194, 1980.

ETTLES C. The Analysis of Pivoted Pad Journal Bearing Assemblies considering Thermoelastic Deformation and Heat Transfer Effects, **STLE Tribology Transactions**, v. 35, no. 1, p. 156-162, 1992.

FERRON, J., FRENE, J., BONCOMPAIN, R. A Study of the Thermohydrodynamic Performance of a Plain Journal Bearing Comparison Between Theory and Experiments, **Transactions of ASME**, v.105, p.422-428, 1983.

FLACK, R. D., ZUCK, C. J. Experiments on the stability of two flexible rotor in tilting pad journal bearing. **Tribology International**, v. 31, n. 2, p. 251-257, 1988.
FOX, R.W., McDONALD, A.T., PRITCHARD, P.J. **Introdução à Mecânica dos Fluidos**, Great Lakes Press, 1981.

GAINES, J. **Examining the Impact of Pad Flexibility on the Rotordynamic Coefficients of Rocker-Pivot-Pad Tiling-Pad Journal Bearings**, Dissertação de Mestrado, Mechanical Engineering, Texas A&M University, College Station, TX, 2014.

GRUPO OSBOURNE ENGINEERING (Usa) (Org.). **An Introduction to Bearing Failure**, Disponível em: <<http://www.osborne-engineering.com/assets/oel-bearing-failure-flipchart.pdf>>. Acesso em: 04 fev. 2019.

GLIENICKE J. **Stabilitätsprobleme bei Lagerung schnellaufender Wellen - Berechnung**, Konstruktion und Verhalten von Mehrflchen und Kippsegmentlagern, Technische Akademie Wuppertal, Germany, 1987.

HA H., YANG S. Excitation Frequency Effects on the Stiffness and Damping Coefficients of a Five Pad Tilting Pad Journal Bearing, **ASME Journal of Tribology**, v. 121, no. 3, p. 517-522, 1999.

HAN., T., PARANJPE., R. S. A Finite Volume Analysis of the Thermohydrodynamic Performance of Finite Journal Bearing, **Journal of Tribology**, v.112, p.557-566, 1990.

HAUGAARD A. M., SANTOS I. F. Multi-orifice Active Tilting-Pad Journal Bearings-Harnessing of Synergetic Coupling Effects, **Tribology International**, v. 43, no. 8, p. 1374 -1391, 2010.

HAUGAARD A. M., SANTOS I. F. Stability of Multi Orifice Active Tilting-Pad Journal Bearings, **Tribology International**, v. 43, no. 9, p. 1742-1750, 2010.

HESHMAT, H., PINKUS, O. Mixing Inlet Temperatures in Hydrodynamic Bearings, **Journal of Tribology**, v.108, p.231-248, 1986.

HIRS, G. G. A bulk-flow theory for turbulence in lubricant films, **Journal of Lubrication Technology**, v. 95, no. 2, 1973, p. 137-146

HUNTER, W. B., ZIENKIEWICZ, O. C. Effect of Temperature Variations Across the Lubricant Films in the Theory of Hydrodynamic Lubrication, **Journal Mech. Eng. Sci.**, v.2, 1960, p.52-58.

KIM, J., PALAZZOLO, A., GADANGI, R. Dynamic Characteristics of TEHD Tilt Pad Journal Bearing Simulation including Multiple Mode Pad Flexibility Model, **ASME J. Vibr. Acoust.**, 117(1), 1995, p. 123-135.

KIRK, R. G., REEDY, S. W. Evaluation of Pivot Stiffness for Typical Tilting-Pad Journal Bearing Designs, **J. Vib., Acoustics, Stress, and Reliability in Design**, 110, 1988, p. 165-171.

KNIGHT, J. D., BARRET, L. E. Analysis of Tilting Pad Journal Bearing with Heat Transfer Effects, **ASME J. Tribol.**, 110(1), 1988, p. 128-133.

LIE, Y. YOU-BAI, X., JUN, Z., DAMOU, Q. Experiments on the destabilizing factors in tilting pad bearings. **Tribology International**, v. 22, n. 5, 1989, p. 329-334.

LUND, J. W. Spring and Damping Coefficients for the Tilting Pad Journal Bearing, **ASLE Trans.**, v. 7, 1964, p. 342-352. 163.

LUND, J. W., HANSEN, P. K. An Approximate Analysis of the Temperature Conditions in a Journal Bearing. Part I: Theory”, **ASME Journal of Tribology**, 106, 1984, p.228-236.

LUND, J. W., HANSEN, P. K. An Approximate Analysis of the Temperature Conditions in a Journal Bearing. Part II: Applications, **ASME Journal of Tribology**, 106, 1984, p. 237- 245.

LUND, J. Review of the Concept of Dynamic Coefficients for Fluid Film Journal Bearings, **ASME Journal of Tribology**, v. 109, 1987, p. 37- 41.

MALCHER, L. **Die Federungs und Dampfungseigenschaften von “Gleitlagern fur Turbomaschinen**, Tese de Doutorado, Karlsruhe Technische Hochschule, 1975.

MALISKA, C. R. **Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacional**, 2ª Edição, Livros Técnicos e Científicos Editora SA, Rio de Janeiro, RJ, Brasil, 2004.

MCCALLION, H., YOUSIF, F., LLOYD, T. The Analysis of Thermal Effects in a Full Journal Bearing, **ASME Journal of Lubrication Tech.** 1970; 92(4):578-587.

MITSUI, J., YAMADA, T. A Study of the Lubricant Film Characteristics of Journal Bearings (Part 1, A Thermohydrodynamic Analysis with Particular Reference to the Viscosity Variation within Lubricant Film), **Bulletin of the JSME**, v.22, n.172, p.1491-1498, 1979.

MITSUI, J. A Study of the Lubricant Film Characteristics of Journal Bearings (Part 2, Effects of Various Design Parameter on Thermal Characteristics of Journal Bearings), **Bulletin of the JSME**, v.25, n.210, p.1982-2017, 1982a.

MITSUI, J. A Study of the Lubricant Film Characteristics of Journal Bearings (Part 3, Effects of the Film Viscosity Variation on the Dynamic Characteristics of Journal Bearings), **Bulletin of the JSME**, v.25, n.210, p.2018-2029, 1982b.

NEWKIRK, B. L., LEWIS, J. F. Shaft Whipping due to Oil Action in Journal Bearings, **General Electric Review**, 1925, p. 559-568.

NICHOLAS, J. C. Lund's Tilting Pad Journal Bearing Pad Assembly Method, **Journal of Vibration and Acoustics**, v. 125, 2003, p. 448-454.

NICHOLAS, J. C. Lund's Tilting Pad Journal Bearing Design, **Rotating Machinery Technology**, Inc., 2005, 16 p.

NICOLETTI, R. **Efeitos Térmicos em Mancais Segmentados Híbridos – Teoria e Experimento**, Dissertação de Mestrado, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 1999.

NIELSEN, B. B. **Creation of a Mechatronic Tilting Pad Test Rig**, Dissertação de Mestrado, Technical University of Denmark, 2010.

OCVIRK, E. W. Short bearing approximation for full journal bearings, **National Advisory Committee for. Aeronautics, Technical Note 2808**, Cornell University, 1952.

ORCUTT, F. K. The Steady-State and Dynamic characteristics of the Tilting-pad Journal Bearing in Laminar and Turbulent Flow Regimes, **ASME J. Lubr. Technol.**, 89(3), 1967, p. 392-404.

PATANKAR, S. V. **Numerical Heat Transfer and Fluid Flow**, Taylor & Francis. 1980.

PEDERSEN, T. G. **Active control force in fluid film bearings – An experimental parameter study**, Dissertação de Mestrado, Technical University of Denmark, 2016.

PETROFF, N. P. Friction in Machines and the Effect of Lubricant, **Inzenernii Zhurnal**, St. Petersburg, 1883, v. 1, p. 71-140, v. 2, p. 228-279, v. 3, p. 377-436, v. 4, p. 535-564. (em Russo).

PINKUS, O. Analysis of Elliptical Bearing, **Transactions of the ASME**, v. 78, 1956, p. 965-973.

PINKUS, O. Analysis and Characteristics of Three-Lobe Bearing, **Journal of Basic Engineering**, 1959, p. 49-55.

QIU, Z. L., TIEU, A. K. Identification of sixteen force coefficients of two journal bearings from impulse responses, **Wear**, v. 212, 1997, p. 206-212.

RAIMONDI, A. A., BOYD, J. A Solution for the Finite Journal Bearing and its Application to Analysis and Design. **Transactions of ASLE**, p. 159-209, Lubrication Science and Technology, Pergamon Press, New York, 1958.

REYNOLDS, O. On the Theory of Lubrication and its Application to Mr. Beauchamp Tower's Experiments, including an Experimental Determination of the Viscosity of Olive Oil, **Philosophical Transactions of Royal Society of London**, Series A, 1886, v. 177, Part 1, p.157-234.

RUSSO, F. H. **Identificação das Propriedades Dinâmicas de Mancais Segmentados Híbridos – Teoria e Experimento**, Dissertação de Mestrado, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 1999.

SAN ANDRÉS, L., LI, Y. Effect of Pad Flexibility on the Performance of Tilting Pad Journal Bearings: Benchmarking a Predictive Model, **ASME Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air**, v.7A: Structures and Dynamics, p. V07AT31A011, Jun. 2015.

SANTOS, M. F. **Efeitos Térmicos em Mancais Segmentados**, Dissertação de Mestrado, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 1997.

SANTOS I. F., NICOLETTI R. THD Analysis in Tilting-Pad Journal Bearings using Multiple Orifice Hybrid Lubrication, **Journal of Tribology**, ASME Trans., v. 121, p. 892-900, 1999.

SANTOS I. F., NICOLETTI R. Influence of Orifice Distribution on the Thermal and Static Properties of Hybridly Lubricated Bearings, **International Journal of Solids and Structures**, v. 38, p. 2069-2081, 2001.

SIEMENS (Global). **Power generation**. Disponível em: <<https://new.siemens.com/global/en.html>>. Acesso em: 04 fev. 2019.

SOMMERFELD, A. Zur Hydrodynamischen Theorie der Schmiermittelreibung, **Zs. Math. and Phys.**, v. 50, No.1, 1904, p.97-155.

SUH, J., CHOI, Y.-S. Pivot design and angular misalignment effects on tilting pad journal bearing characteristics: Four pads for load on pad configuration, **Tribology International**, 2016, v. 102, p. 580–599.

TIEU, A. K., QIU, Z. L. Identification of sixteen dynamics coefficients of two journal bearings from experimental unbalance responses. **Wear**, v. 177, 1994, p. 63-69.

TOWER, B. First report on friction experiments, **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers**, 1883, p. 632-659.

TOWER, B. Second report on friction experiments, **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers**, 1885, p. 58-70.

ULBRICH H., ALTHAUS J. Actuator Design for Rotor Control, **ASME Design Technical Conference: Proceedings of the 12th Bienial Conference on Mechanical Vibration and Noise**, p. 17-22, 1989.

USA., U.S. ARMY CORPS OF ENGINEERS. **Water turbine**. Disponível em: <https://www.nwp.usace.army.mil/HDC/edu_genexcit.asp>. Acesso em: 04 fev. 2019.

VARELA, A., SANTOS, F. I. Tilting-Pad Journal Bearings with Active Lubrication Applied as Calibrated Shakers: Theory and Experiment. **ASME. J. Vib. Acoust**, 2014.

WALTHER, C. **Erdöl und Teer**, 7, 1931, 382.

WALTHER, C. **Maschinenbau**, 10, 1931, 670.

YAN, Z., WANG, L., QIAO, G., ZHENG, T. An analytical model for complete dynamical coefficients of a tilting-pad journal bearing, **Tribology International**, v. 43, 2010, p. 7-15.

ZHANG, Y. Y.; XIE, Y. B., QIU, D. M. Identification of linearized oil-film coefficients in a flexible rotor-bearing system, part I: Model and Simulation. **Journal of Sound and Vibration**, v. 152, 1992a, p. 531-547.

ZHANG, Y. Y.; XIE, Y. B., QIU, D. M. Identification of linearized oil-film coefficients in a flexible rotor-bearing system, part II: Experiment. **Journal of Sound and Vibration**, v. 152, 1992b, p. 549-559.

ZHOU, H., ZHAO, S., XU, H., ZHU, J. An experimental study on oil-film dynamic coefficients, **Tribology International**, v. 37, 2004, p. 245-253.

ANEXO A - Dedução da equação de Lubrificação de Reynolds para região de injeção

Neste apêndice, será apresentada a dedução para a equação de Lubrificação de Reynolds, a qual, corresponde à um caso particular derivado da equação de Navier-Stokes.

Inicialmente, define-se o campo de velocidades na região de lubrificação como $v(x, y, z, t) = [v_x, v_y, v_z]$. Considerando que o fluido é incompressível e apresenta comportamento newtoniano, e que o escoamento está em regime permanente, as equações de Navier-Stokes podem ser escritas para cada direção como:

$$\rho \left(v_x \frac{\partial v_x}{\partial x} + v_y \frac{\partial v_x}{\partial y} + v_z \frac{\partial v_x}{\partial z} \right) = -\frac{\partial P}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 v_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v_x}{\partial z^2} \right) + C_x \quad \text{A.1}$$

$$\rho \left(v_x \frac{\partial v_y}{\partial x} + v_y \frac{\partial v_y}{\partial y} + v_z \frac{\partial v_y}{\partial z} \right) = -\frac{\partial P}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v_y}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_y}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v_y}{\partial z^2} \right) + C_y \quad \text{A.2}$$

$$\rho \left(v_x \frac{\partial v_z}{\partial x} + v_y \frac{\partial v_z}{\partial y} + v_z \frac{\partial v_z}{\partial z} \right) = -\frac{\partial P}{\partial z} + \mu \left(\frac{\partial^2 v_z}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_z}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v_z}{\partial z^2} \right) + C_z \quad \text{A.3}$$

Tal formulação apresenta a aplicação da Segunda Lei de Newton a um volume de controle, no qual os termos do lado esquerdo das equações representam as forças inerciais e do lado direito, as forças de pressão, viscosas e de campo, respectivamente.

A partir da análise dimensional do escoamento no mancal (Varela (2014)), podemos assumir que os efeitos viscosos são dominantes (baixa ordem de grandeza do número de Reynolds). E, por fim, as forças de campo podem ser desprezadas quando comparadas as forças de pressão e viscosas. Dessa forma, o escoamento no mancal é considerado laminar e as equações são apresentadas como:

$$\frac{\partial P}{\partial x} = \mu \left(\frac{\partial^2 v_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v_x}{\partial z^2} \right) \quad \text{A.4}$$

$$\frac{\partial P}{\partial y} = \mu \left(\frac{\partial^2 v_y}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_y}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v_y}{\partial z^2} \right) \quad \text{A.5}$$

$$\frac{\partial P}{\partial z} = \mu \left(\frac{\partial^2 v_z}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_z}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v_z}{\partial z^2} \right) \quad \text{A.6}$$

Sabendo que as velocidades apresentam variação somente na direção da espessura do filme no mancal (y) e que não há gradiente de pressão nesta direção, então as equações se resumem à:

$$\frac{\partial P}{\partial x} = \mu \left(\frac{\partial^2 v_x}{\partial y^2} \right) \quad \text{A.7}$$

$$0 = \mu \left(\frac{\partial^2 v_y}{\partial y^2} \right) \quad \text{A.8}$$

$$\frac{\partial P}{\partial z} = \mu \left(\frac{\partial^2 v_z}{\partial y^2} \right) \quad \text{A.9}$$

Assumindo que não há variação da viscosidade (μ) na direção y , pode-se integrar nesta direção:

$$\mu \left(\frac{\partial v_x}{\partial y} \right) = \frac{\partial P}{\partial x} y + A_1 \quad \text{A.10}$$

$$\mu \left(\frac{\partial v_y}{\partial y} \right) = B_1 \quad \text{A.11}$$

$$\mu \left(\frac{\partial v_z}{\partial y} \right) = \frac{\partial P}{\partial z} y + C_1 \quad \text{A.12}$$

Integrando novamente na direção y , tem-se:

$$v_x = \frac{1}{\mu} \frac{\partial P}{\partial x} y^2 + \frac{1}{\mu} A_1 y + A_2 \quad \text{A.13}$$

$$v_y = \frac{1}{\mu} B_1 y + B_2 \quad \text{A.14}$$

$$v_z = \frac{1}{\mu} \frac{\partial P}{\partial z} y^2 + \frac{1}{\mu} C_1 y + C_2 \quad \text{A.15}$$

As Equações A13-A15 apresentam a expressão analítica do perfil de velocidade do óleo nas três dimensões em função da coordenada da espessura de filme (y). Utilizando as seguintes

condições de contorno, sendo uma delas a condição de não deslizamento, determinam-se as expressões para A_1, A_2, B_1, B_2, C_1 e C_2 :

$$v_x(y = 0) = 0$$

$$v_x(y = h) = R \omega$$

$$v_y(y = 0) = V_{inj}$$

$$v_x(y = h) = \frac{\partial h}{\partial t}$$

A.16

$$v_z(y = 0) = 0$$

$$v_z(y = h) = 0$$

Aplicando-se tais condições de contorno, as Equações A.13-A.15 são escritas da seguinte forma:

$$v_x = \frac{1}{\mu} \frac{\partial P}{\partial x} \frac{y^2}{2} + \frac{1}{\mu} \left(\frac{\mu \omega R}{h} - \frac{\partial P}{\partial x} \frac{h}{2} \right) y \quad \text{A.17}$$

$$v_y = \frac{\partial h}{\partial t} \frac{y}{h} + V_{inj} \left(1 - \frac{y}{h} \right) \quad \text{A.18}$$

$$v_z = \frac{1}{2\mu} \frac{\partial P}{\partial z} (y^2 - hy) \quad \text{A.19}$$

Uma vez determinados os perfis de velocidade no filme de óleo, pode-se aplica-los na equação de conservação da massa para um fluido incompressível:

$$\frac{\partial v_x}{\partial x} + \frac{\partial v_y}{\partial y} + \frac{\partial v_z}{\partial z} = 0 \quad \text{A.20}$$

Integrando a Equação A.20 na direção da espessura do filme de óleo no intervalo $[0, h]$:

$$\int_0^h \left(\frac{\partial v_x}{\partial x} + \frac{\partial v_y}{\partial y} + \frac{\partial v_z}{\partial z} \right) dy = 0 \quad \text{A.21}$$

Portando, a equação de Lubrificação de Reynolds para região de injeção de fluido no mancal é dada por:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial P}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial P}{\partial z} \right) = \frac{\partial h}{\partial t} + \frac{\omega R}{2} \frac{\partial h}{\partial x} + V_{inj} \quad \text{A.22}$$

Para região do mancal onde não há influência da injeção, as seguintes condições de contorno para a determinação dos perfis de velocidade são adotadas:

$$v_x(y = 0) = 0$$

$$v_x(y = h) = R \omega$$

$$v_y(y = 0) = 0$$

$$v_x(y = h) = \frac{\partial h}{\partial t} \quad \text{A.23}$$

$$v_z(y = 0) = 0$$

$$v_z(y = h) = 0$$

Os mesmos passos são adotados para determinar a equação de Lubrificação de Reynolds sem a modificação gerada pela injeção.

ANEXO B – Propriedades fornecidas pelo fabricante para o óleo ISO VG22

Mobil DTE™ 20 Series

Page 1 of 3



Mobil DTE™ 20 Series

Mobil Industrial, United States

Hydraulic Oils

Product description

Mobil DTE™ 20 Series oils are high performance anti-wear hydraulic oils.

They meet the stringent requirements of hydraulic systems using high pressure, high output pumps as well as other hydraulic system components such as close clearance servo-valves and numerically controlled (NC) machine tools.

These products met the most rigorous performance requirements of a wide range of hydraulic system and component manufacturers, allowing use of a single product with excellent performance characteristics.

Features and benefits

- Excellent oxidation stability helps reduce maintenance downtime and costs by contributing to system cleanliness and deposit reduction, enable long oil and filter life
- Enhanced anti-wear and corrosion protection of system components using various metallurgy help extend component life and improve production capacity
- Controlled demulsibility protects systems from small and large quantities of water
- Keep clean properties reduce system deposits and sludge help protect equipment and extend equipment life, reduce maintenance costs and improve total system performance
- Quality reserve maintains performance features even under severe service conditions and extended drain intervals

Applications

- Hydraulic systems critical to deposit build-up or where sludge and deposits form with conventional products
- Hydraulic systems requiring a high load-carrying capability and anti-wear protection, and when thin oil-film corrosion protection is an asset
- Where small amounts of water are unavoidable
- Systems containing gears and bearings
- Machines employing a wide range of components using various metallurgy

Specifications and approvals

Mobil DTE 20 Series meets or exceeds the requirements of:	MOBIL DTE 22	MOBIL DTE 24	MOBIL DTE 25	MOBIL DTE 26	MOBIL DTE 27
DIN 51524-2: 2006-09	X	X	X	X	

Mobil DTE 20 Series has the following builder approvals:	MOBIL DTE 22	MOBIL DTE 24	MOBIL DTE 25	MOBIL DTE 26	MOBIL DTE 27
DENISON HF-0		X	X	X	
HUSKY HS 207			X		
VICKERS I-286-S		X	X	X	
VICKERS M-2950-S		X	X	X	
Fives Cincinnati		X	X	X	
HOCNF		X	X	X	X

28.01.2019

Typical properties

	MOBIL DTE 21	MOBIL DTE 22	MOBIL DTE 24	MOBIL DTE 25	MOBIL DTE 26	MOBIL DTE 27	MOBIL DTE 28
ISO VG,	10	22	32	46	68	100	150
Viscosity, ASTM D445							
cSt @ 100°C	2.7	4.5	5.3	6.7	8.5	10.9	14.3
cSt @ 40°C	10	21	31.5	44.2	71.2	95.3	142.8
Viscosity Index, ASTM D2270	98	98	98	98	98	98	98
Pour Point, °C, ASTM D97	-30	-30	-27	-27	-21	-21	-15
Flash Point, COC, ASTM D92	174	200	220	232	236	248	276
Foam, Seq I, Tendency/Stability, ASTM D892	20/0	20/0	20/0	20/0	20/0	20/0	20/0
Foam, Seq II, Tendency/Stability, ASTM D892	20/0	20/0	20/0	20/0	20/0	20/0	20/0
Foam, Seq III, Tendency/Stability, ASTM D892	20/0	20/0	20/0	20/0	20/0	20/0	20/0
Copper strip corrosion, 3 hrs @ 100°C, ASTM D130	1B	1B	1B	1B	1B	1B	1B
Rust protection Proc B, ASTM D665	PASS	PASS	PASS	PASS	PASS	PASS	PASS
****FZG Failure Load Stage, ISO 14635-1(mod)			12	12	12	12	12

Health and safety

Health and Safety recommendations for this product can be found on the Material Safety Data Sheet (MSDS) @ <http://www.msds.exxonmobil.com/psims/psims.aspx>

All trademarks used herein are trademarks or registered trademarks of Exxon Mobil Corporation or one of its subsidiaries unless indicated otherwise.

01-2019

Exxon Mobil Corporation
22777 Springwoods Village Parkway
Spring TX 77389

1-800-ASK MOBIL (275-6624)

Typical Properties are typical of those obtained with normal production tolerance and do not constitute a specification. Variations that do not affect product performance are to be expected during normal manufacture and at different blending locations. The information contained herein is subject to change without notice. All products may not be available locally. For more information, contact your local ExxonMobil contact or visit www.exxonmobil.com

ExxonMobil is comprised of numerous affiliates and subsidiaries, many with names that include Esso, Mobil, or ExxonMobil. Nothing in this document is intended to override or supersede the corporate separateness of local entities. Responsibility for local action and accountability remains with the local ExxonMobil-affiliate entities.

Energy lives here™

ExxonMobil

28.01.2019

ANEXO C – Tabelas dos coeficientes de rigidez e amortecimento

Os gráficos representados nas Figuras 43-46 contêm os resultados de coeficientes de amortecimento e rigidez para os casos apresentados 1-4 (Tabela 4). O presente anexo busca detalhar os resultados mostrados, fornecendo os valores dos parâmetros calculados numericamente para cada um dos coeficientes em cada caso, como apresentado pelas Tabelas C1-C4.

É possível concluir da análise dos resultados mostrados, que os coeficientes diretos de rigidez e amortecimento na direção y apresentam uma maior ordem de grandeza, confirmando o que era esperado devido à direção de aplicação de carregamento no mancal. Também foi possível notar que a introdução da flexibilidade do pivot fez com os coeficientes tivessem seu valor reduzido, caindo uma ordem de grandeza para os coeficientes diretos em y . Os valores de coeficientes que se mostram negativos podem ser interpretados como numericamente zero, pois como mostram os gráficos das figuras 43-46, em comparação com os coeficientes diretos, eles são muito reduzidos e tendem a zero.

Tabela C1 – Resultados numéricos para os coeficientes de rigidez e amortecimento para o Caso 1 (500N, 0bar e sem flexibilidade do pivot).

Rotação [rpm]	K_{xx}	K_{yy}	K_{xy}	K_{yx}	C_{xx}	C_{yy}	C_{xy}	C_{yx}
28	-1.36E+03	3.39E+08	-3.09E+05	1.50E+06	3.69E+00	9.54E+05	-8.72E+02	-4.06E+03
35	-1.78E+03	4.24E+08	-3.87E+05	1.96E+06	3.43E+00	9.56E+05	-8.75E+02	-3.77E+03
49	-3.06E+03	5.85E+08	-5.37E+05	3.36E+06	3.95E+00	9.43E+05	-8.65E+02	-4.38E+03
55	-4.85E+03	6.51E+08	-5.98E+05	5.35E+06	7.23E+00	9.29E+05	-8.54E+02	-7.97E+03
62	-9.21E+03	7.24E+08	-6.67E+05	1.00E+07	1.42E+01	9.06E+05	-8.35E+02	-1.57E+04
69	-1.13E+04	7.94E+08	-7.34E+05	1.22E+07	9.53E+00	8.89E+05	-8.21E+02	-1.06E+04
76	-1.35E+04	8.62E+08	-7.98E+05	1.45E+07	2.70E+01	8.74E+05	-8.10E+02	-2.91E+04

Tabela C2 – Resultados numéricos para os coeficientes de rigidez e amortecimento para o Caso 2 (500N, 0bar e com flexibilidade do pivot).

Rotação [rpm]	K_{xx}	K_{yy}	K_{xy}	K_{yx}	C_{xx}	C_{yy}	C_{xy}	C_{yx}
28	1.08E+02	6.14E+07	-6.22E+04	-1.11E+05	4.26E-01	2.22E+05	-2.28E+02	-3.99E+02
35	7.36E+01	6.64E+07	-6.91E+04	-7.52E+04	2.81E-01	1.91E+05	-2.01E+02	-2.78E+02
49	1.02E+02	7.24E+07	-7.79E+04	-1.01E+05	3.87E-01	1.57E+05	-1.70E+02	-3.37E+02
55	4.87E+01	7.47E+07	-8.13E+04	-5.33E+04	3.69E-01	1.45E+05	-1.60E+02	-3.19E+02
62	5.83E+01	7.69E+07	-8.48E+04	-6.22E+04	3.74E-01	1.34E+05	-1.49E+02	-3.22E+02
69	-1.26E+01	7.89E+07	-8.80E+04	-1.81E+02	3.37E-01	1.25E+05	-1.40E+02	-2.87E+02
76	4.05E+01	8.07E+07	-9.10E+04	-4.19E+04	5.30E-01	1.17E+05	-1.33E+02	-4.74E+02

Tabela C3 – Resultados numéricos para os coeficientes de rigidez e amortecimento para o Caso 3 (500N, 10bar e sem flexibilidade do pivot).

Rotação [rpm]	K_{xx}	K_{yy}	K_{xy}	K_{yx}	C_{xx}	C_{yy}	C_{xy}	C_{yx}
28	-3.42E+03	2.58E+08	-2.40E+05	3.43E+06	1.43E+00	7.20E+05	-6.72E+02	-1580.69
35	-5.67E+03	3.24E+08	-3.06E+05	-3.06E+05	2.75E+00	6.98E+05	-6.59E+02	-3069.55
49	-1.15E+04	4.52E+08	-4.33E+05	1.15E+07	1.54E+00	6.65E+05	-6.37E+02	-1692.22
55	-1.44E+04	5.06E+08	-4.87E+05	1.44E+07	1.90E+00	6.52E+05	-6.27E+02	-2085.16
62	-1.86E+04	5.68E+08	-5.49E+05	1.86E+07	1.78E+00	6.37E+05	-6.15E+02	-1945.76
69	-2.31E+04	6.28E+08	-6.10E+05	2.31E+07	1.86E+00	6.23E+05	-6.05E+02	-2015.39
76	-2.79E+04	6.86E+08	-6.70E+05	2.78E+07	2.21E+00	6.11E+05	-5.96E+02	-2377.43

Tabela C4 – Resultados numéricos para os coeficientes de rigidez e amortecimento para o Caso 4 (500N, 10bar e com flexibilidade do pivot).

Rotação [rpm]	K_{xx}	K_{yy}	K_{xy}	K_{yx}	C_{xx}	C_{yy}	C_{xy}	C_{yx}
28	-9.78E+01	4.94E+07	-4.52E+04	8.32E+04	2.92E-01	2.30E+05	-2.16E+02	-3.22E+02
35	-1.83E+02	5.35E+07	-5.13E+04	1.56E+05	2.86E-01	1.95E+05	-1.91E+02	-2.98E+02
49	-2.49E+02	5.91E+07	-6.10E+04	2.01E+05	3.36E-01	1.50E+05	-1.57E+02	-3.25E+02
55	-2.86E+02	6.13E+07	-6.46E+04	2.28E+05	3.42E-01	1.37E+05	-1.47E+02	-3.23E+02
62	-3.24E+02	6.32E+07	-6.78E+04	2.56E+05	3.53E-01	1.27E+05	-1.38E+02	-3.26E+02
69	-3.67E+02	6.52E+07	-7.13E+04	2.87E+05	3.62E-01	1.17E+05	-1.29E+02	-3.28E+02
76	-4.13E+02	6.70E+07	-7.45E+04	3.20E+05	3.71E-01	1.08E+05	-1.22E+02	-3.31E+02